



# ESCOLA NAVAL

*talant de biêfaire*



**Lázaro Mboyo Salumbo**

## **Controlo de Vibrações no Uso do Mar**

### **Equilibragem**

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais  
na especialidade de Engenharia Naval - Ramo Mecânica



**Alfeite**

**2020**





**Lázaro Mboyo Salumbo**

***Controlo de Vibrações no Uso do Mar***  
***Equilibragem***

**Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais  
na especialidade de Engenharia Naval - Ramo Mecânica**

**Orientação de: Professor Doutor Rui Pedro Chedas Sampaio**

**O Aluno Mestrando**

*Lázaro M. Salumbo*

**Lázaro Mboyo Salumbo**

**ASPOF EN-MEC**

**O Orientador**

*Rui Pedro Chedas Sampaio*

**Professor Doutor Rui Pedro**

**Chedas Sampaio**

**Afeite**

**2020**



## Epígrafe

*“É muito melhor lançar-se em busca de conquistas grandiosas, mesmo expondo-se ao fracasso, do que alinhar-se com os pobres de espírito, quem nem gozam muito nem sofrem muito, porque vivem numa penumbra cinzenta, onde não conhecem nem vitória, nem derrota.”*

Theodore Roosevelt



## **Dedicatória**

Dedico o presente trabalho à minha querida namorada Gelsa Flora Sukuakueche Mbule e ao meu filho Xavier Chilonga Quarta Salumbo.





## Agradecimentos

Todos nós precisamos da ajuda de outras pessoas para evoluir em todas as áreas da vida e para a realização deste trabalho não foi diferente, pelo que, gostaria de deixar os meus sinceros agradecimentos a todas as pessoas que direta e indiretamente contribuíram para a realização do presente trabalho.

Primeiramente, agradeço a Deus pela sabedoria e saúde que me proporcionou.

Ao Professor Chedas Sampaio pelos conhecimentos passados relativamente à cadeira de Vibrações Mecânicas no geral e, mais especificamente, pelo apoio constante no aprofundamento dos conhecimentos relativamente à equilibragem de máquinas rotativas e às respetivas técnicas de equilibragem para diferentes tipos de rotores, mesmo no momento presente de pandemia e pelo apoio na compreensão dos programas *SolidWorks*, *WorkingModel*, *MathCad* e *LabView*.

Ao Sr. Helder Ferreira do Gabinete de Avaliação de condição da Direção de Navios, pela forma como me recebeu e se mostrou disposto a ajudar nas questões relacionadas com a equilibragem na Marinha Portuguesa.

Ao Sr. Vasco Adão, chefe do serviço das instalações de eletricidade da Arsenal do Alfeite, por disponibilizar a sua equipa de operadores de equilibragem que com toda paciência passaram conhecimentos práticos de equilibragem, bem como, as dificuldades que podemos encontrar na prática durante uma equilibragem e por me terem dado a oportunidade de mexer nas bancadas de equilibragem e efetuar uma equilibragem em um plano de correção.

Um especial agradecimento à minha namorada Gelsa Mbule, que sempre acreditou no meu potencial e sempre me fez acreditar que era possível e que podia vencer, mesmo quando eu duvidava disso, para ti, o meu muito obrigado.

Ao meu pai Lázaro Salumbo e ao meu tio António Jahulo Chilonga, por serem os pilares da minha vida e carreira, graças à estas duas pessoas, hoje eu sou o que sou.

E de uma forma geral gostaria de agradecer toda a minha família, amigos e camaradas por estarem sempre do meu lado durante os cinco anos de Escola Naval.



## Resumo

Toda a máquina rotativa apresenta, por mais insignificante que seja, uma certa vibração, isto acontece porque é quase impossível a construção de um rotor com uma distribuição mássica perfeitamente homogénea.

A não homogeneidade na distribuição mássica do rotor provoca o desequilíbrio e, conseqüentemente, resulta na vibração do equipamento enquanto este estiver em funcionamento.

Com o passar do tempo, os componentes constituintes da máquina começam a desgastar-se e, muitas das vezes, resultam num aumento de amplitude da vibração provocada pelo desequilíbrio o que, quando não resolvido este problema, dá-se uma considerável redução da vida útil do equipamento.

O desequilíbrio residual está sempre presente nas máquinas rotativas, o que é completamente normal, mas deve ser monitorizado e quantificado para, com base nas normas ou regras das sociedades classificadoras, sabermos se deixou de ser residual passando a ser significativo.

O desequilíbrio pode surgir de diferentes formas em diferentes tipos de rotor, por isso, é importante conhecer os diferentes tipo de desequilíbrio bem como as técnicas de equilibragem adequadas para um determinado tipo de desequilíbrio.

No presente trabalho serão abordadas as técnicas de deteção do desequilíbrio, uma vez que nem toda vibração de uma máquina rotativa é uma consequência do desequilíbrio. Também serão abordadas diferentes técnicas de equilibragem que podem ser aplicadas num processo de equilibragem no local. As técnicas abordadas serão testadas em modelos de rotores com um plano de correção e com dois planos de correção contruídos em *SolidWorks*, *WorkingModel* e em laboratório.

**Palavras chave:** vibração, desequilíbrio, equilibragem, equilibragem no local.



## **Abstract**

Every rotating machine presents, however insignificant, a certain vibration, this happened because it is impossible to build a rotor with a perfect homogeneous mass distribution.

The lack of homogeneity in the mass distribution of the rotor causes unbalance and, consequently, results in equipment vibration while it is in service.

Over time, the constituent components of the machine start wear out and, many times, result in an increase in the vibration's amplitude caused by the unbalance which, when this problem is not solved, gives a considerable reduction in equipment lifetime.

Residual unbalance is always present in rotating machine, which is completely normal but must be monitored and quantified so that, based on the balance standard or rules of the classification societies, we know if the machine overcome being residual turning significant.

Unbalance can arise in different ways in different types of rotor, so it is important to know the different types of unbalances as well as the proper balancing techniques for given type of unbalance.

In present work, the techniques for detecting an unbalance will be addressed, since not all vibration of a rotating machine is a consequence of the unbalance. Different balancing techniques that can be applied on the field balancing process will also be addressed. The techniques covered will be tested on rotor models with one correction plan and two correction plans build in SolidWork, WorkingModel software and in laboratory.

**Keywords:** vibration, unbalance, balancing, field balancing.



## Índice

Epígrafe .....	iii
Dedicatória.....	v
Agradecimentos .....	vii
Resumo .....	ix
Abstract.....	xi
Índice .....	xiii
Índice de Figuras .....	1
Índice de Tabelas.....	7
<b>1. Introdução.....</b>	<b>9</b>
1.1. Objetivo da Dissertação.....	9
1.2. Pertinência do Tema .....	9
1.3. Estrutura da Dissertação .....	10
<b>2. Desequilíbrio e equilibragem.....</b>	<b>13</b>
2.1. Medição e análise de vibração .....	13
2.1.1. Noção de fase.....	14
2.2. Desequilíbrio .....	16
2.2.1. Unidades de medida do Desequilíbrio e sua identificação .....	17
2.2.2. Força centrífuga gerada pelo desequilíbrio .....	19
2.2.3. Deslocamento do centro de massa .....	20
2.2.4. Tipos de Desequilíbrio.....	21
2.2.5. Causas do Desequilíbrio .....	28
2.3. Equilibragem .....	29
2.3.1. Breve historial da equilibragem .....	29

2.3.2.	Classificação dos rotores .....	32
2.3.3.	Equilibragem no local .....	35
2.3.4.	Equilibragem na oficina .....	36
2.3.5.	Equilibragem num plano .....	37
2.3.6.	Equilibragem em dois planos .....	41
<b>3.</b>	<b>Deteção do desequilíbrio por medição de vibrações.....</b>	<b>43</b>
3.1.	Norma ISO 1940/1.....	43
3.2.	Norma ISO 10816 .....	44
3.3.	Norma MIL-STD-167-1A.....	47
3.4.	Sociedade classificadora ABS (American Bureau of Shipping) .....	48
3.5.	Sociedade classificadora DNV-GL (Det Norske Veritas – Germanischer Lloyd) .....	49
<b>4.</b>	<b>Métodos de equilibragem .....</b>	<b>51</b>
4.1.	Métodos de equilibragem num plano .....	52
4.1.1.	Equilibragem num plano com medição de fase.....	52
4.1.2.	Equilibragem num plano sem medição de fase – Método gráfico (A).....	55
4.1.3.	Equilibragem num plano sem medição de fase – Método gráfico (B) .....	59
4.2.	Métodos de equilibragem em dois planos .....	61
4.2.1.	Equilibragem em dois planos – Método gráfico .....	62
4.2.2.	Equilibragem em dois planos com medição de fase – Método analítico. ....	71
4.2.3.	Método de equilibragem num plano aplicado numa equilibragem em dois planos .....	74
4.2.4.	Equilibragem em dois planos – solução vetorial e analítica .....	75
<b>5.</b>	<b>Testes numéricos e experimentais em laboratório .....</b>	<b>81</b>
5.1.	Simulação numérica .....	81
5.1.1.	Equilibragem num plano com medição de fase – Working Model .....	81



5.1.2.	Equilibragem num plano sem medição de fase – SolidWorks .....	84
5.1.3.	Método de equilibragem num plano sem medição de fase – Método gráfico ( <i>SolidWorks</i> ).....	92
5.1.4.	Equilibragem em dois planos com medição de fase – Método analítico .	96
5.1.5.	Método de equilibragem num plano aplicado numa equilibragem em dois planos – <i>SolidWorks</i> .....	101
5.2.	Teste em laboratório .....	104
5.2.1.	Descrição do modelo real utilizado em laboratório .....	105
5.2.2.	Equilibragem num plano sem medição de fase .....	106
5.2.3.	Equilibragem num plano sem medição de fase – Método gráfico .....	113
<b>6.</b>	<b>Equilibragem na Marinha .....</b>	<b>117</b>
6.1.	Deteção do desequilíbrio .....	117
6.2.	Diagnóstico do desequilíbrio .....	119
6.3.	Equilibragem na Arsenal do Alfeite .....	120
6.3.1.	Máquina de equilibragem do tipo <i>Soft-bearing</i> .....	120
6.3.2.	Máquina de equilibragem do tipo <i>Hard-bearing</i> .....	121
6.3.3.	Descrição das máquinas de equilibragem da Arsenal do Alfeite .....	122
6.4.	Teste do método de equilibragem num plano com medição de fase na Arsenal do Alfeite.....	125
6.4.1.	Descrição do rotor.....	125
6.4.2.	Preparação e procedimentos da equilibragem .....	126
<b>7.</b>	<b>Conclusão.....</b>	<b>131</b>
	<b>Referências bibliográficas.....</b>	<b>133</b>
<b>8.</b>	<b>Anexos .....</b>	<b>137</b>
8.1.	Anexo A – Graus de equilibragem para diferentes rotores (ISO 1940/1).....	137

8.2.	Anexo B – Desequilíbrio residual máximo permissível (ISO 1940/1) .....	138
8.3.	Anexo C – Relatório de medição de vibrações (Arsenal do Alfeite S.A) .....	139
8.4.	Anexo D – Fixa técnica de avaliação de condição (GAV) .....	141
8.5.	Anexo E – RO performance list 2019, valid period: 07-2020 / 06-2021 .....	142
<b>9.</b>	<b>Apêndices.....</b>	<b>143</b>
9.1.	Apêndice A – Programa em <i>MathCad</i> para o cálculo da massa de correção e a sua fase do modelo em <i>WorkingModel</i> .....	143
9.2.	Apêndice B – Programa em MathCad para equilibragem em dois planos com medição de fase .....	145
9.3.	Apêndice C – Programa em MathCad do método de equilibragem em um plano aplicado em dois planos de correção .....	150
9.3.1.	Equilibragem no apoio 2 .....	150
9.3.2.	Equilibragem no apoio 1 .....	155
9.4.	Apêndice D – Programa em LabView para equilibragem sem medição de fase	160

## Índice de Figuras

Figura 1 - Medição e análise de vibração (Sampaio, 2016) .....	13
Figura 2 - Medição da fase do desequilíbrio .....	14
Figura 3 - Medição do ângulo de fase (Roque, 2002).....	15
Figura 4 - Rotor desequilibrado .....	16
Figura 5 - Força centrífuga, velocidade e desequilíbrio em função da rotação (Norfield, 2006).....	16
Figura 6 - Sinal no tempo de uma vibração causada pelo desequilíbrio (MathCad) .....	18
Figura 7 - Espectro de frequências do sinal no tempo (MathCad) .....	18
Figura 8 - Força centrífuga gerada pelo desequilíbrio.....	19
Figura 9 - Deslocamento do centro devido ao desequilíbrio.....	20
Figura 10 - Desequilíbrio estático num rotor estreito .....	22
Figura 11 - Desequilíbrio estático num rotor longo .....	23
Figura 12 - Correção do desequilíbrio estático em dois planos de correção .....	23
Figura 13 - Correção do desequilíbrio estático .....	24
Figura 14 - Desequilíbrio de momento.....	25
Figura 15 - Desequilíbrio de momento corrigido .....	25
Figura 16 - Desequilíbrio quasi-estático .....	26
Figura 17 - Desequilíbrio quasi-estático .....	27
Figura 18 - Desequilíbrio dinâmico .....	28
Figura 19 - Waterpower from gravity (Norfield, 2006) .....	30
Figura 20 - Máquina de equilibragem com microprocessador (Norfield, 2006).....	30
Figura 21 - Modo de vibração excitado por um impacto (Manni, 1999) .....	32
Figura 22 - Sinal no tempo da vibração transiente causada pelo impacto (Manni, 1999) .....	32
Figura 23 - Ventilador com duas massas de correção .....	38
Figura 24 - Forma geral dos critérios de aceitação da velocidade de vibração (Standard, 1995).....	45
Figura 25 - Limites de vibração para máquinas rotativas (MIL-STD-167-1A, 2005a) .....	48
Figura 26 - Exemplo do cálculo do ângulo de fase .....	51

Figura 27 - Efeito do desequilíbrio original .....	52
Figura 28 - Amplitude e fase da vibração com a massa de teste adicionada .....	53
Figura 29 - Amplitude do efeito da massa de teste.....	53
Figura 30 - Cálculo do ângulo de correção .....	54
Figura 31 - Círculo da vibração original (Ford, 2001) .....	55
Figura 32 - Marcação dos três pontos (Ford, 2001) .....	56
Figura 33 - Circunferência com a massa de desequilíbrio no ponto A (Ford, 2001) ....	56
Figura 34 - Circunferência com a massa de teste no ponto B (Ford, 2001) .....	57
Figura 35 - Circunferência com a massa de teste no ponto C (Ford, 2001) .....	58
Figura 36 - Vetor T definido (Ford, 2001) .....	58
Figura 37 - Calculo do ângulo entre o vetor OA e o vetor T (Ford, 2001) .....	59
Figura 38 - Amplitude de vibração para diferentes posição da massa de teste (Sampaio, 2013).....	60
Figura 39 - Fase da massa de desequilíbrio (Sampaio, 2013) .....	61
Figura 40 - Cross-effect (Ford, 2001).....	61
Figura 41 - Rotor rígido com dois planos de correção selecionados (Manni, 1999) .....	62
Figura 42 -Diagrama vetorial (Ford, 2001) .....	65
Figura 43 - Amplitude e fase do vetor N (Ford, 2001) .....	66
Figura 44 - Vetor unitário (Ford, 2001) .....	68
Figura 45 - Vetores de verificação dos resultados .....	70
Figura 46 - Diagrama de verificação dos resultados.....	70
Figura 47 - Rotor rígido com dois planos de correção (Manni, 1999) .....	75
Figura 48 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2 .....	76
Figura 49 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2 .....	76
Figura 50 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2 .....	77
Figura 51 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2 .....	77

Figura 52 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2 .....	78
Figura 53 - a) Máquina desequilibrada sem massa de correção; b) Máquina desequilibrada com massa de correção.....	81
Figura 54 - FFT do sinal no tempo em velocidade [m/s] da vibração inicial ( <i>MathCad</i> )	82
Figura 55 - Massa de correção e sua fase ( <i>MathCad</i> ) .....	83
Figura 56 - Máquina equilibrada com o correspondente sinal no tempo em velocidade ( <i>WorkingModel</i> ).....	83
Figura 57 - Amplitude de vibração da máquina depois da equilibragem ( <i>MathCad</i> ) ....	84
Figura 58 - Modelo construído no <i>SolidWorks</i> .....	85
Figura 59 - Amplitude de vibração em velocidade ( <i>MathCad</i> ) .....	87
Figura 60 - Massa de teste adicionada a zero graus ( <i>SolidWorks</i> ).....	87
Figura 61 - Amplitude de vibração em velocidade - massa de teste a zero graus ( <i>MathCad</i> ).....	88
Figura 62 - Massa de teste adicionada a 120 graus ( <i>SolidWorks</i> ).....	88
Figura 63 - Amplitude de vibração em velocidade com a massa de teste a 120 graus ( <i>MathCad</i> ).....	89
Figura 64 - Massa de teste adicionada a 240 graus ( <i>SolidWorks</i> ).....	89
Figura 65 - Amplitude de vibração em velocidade com a massa de teste à 240 graus ( <i>MathCad</i> ).....	90
Figura 66 - Solução para a massa de correção e a sua fase.....	90
Figura 67 - Massa de correção adicionada à 90 graus ( <i>SolidWorks</i> ).....	91
Figura 68 - Amplitude de vibração após a equilibragem ( <i>MathCad</i> ) .....	92
Figura 69 - Modelo construído em <i>SolidWorks</i> .....	93
Figura 70 - Amplitude de vibração original ( <i>MathCad</i> ) .....	93
Figura 71 - Gráfico da amplitude de vibração para diferentes posições da massa de teste .....	95
Figura 72 - a) Massa de correção adicionada, b) Amplitude da vibração .....	95
Figura 73 - Modelo em <i>SolidWorks</i> .....	96

Figura 74 - Confirmação da posição das massas de desequilíbrio relativamente ao sensor fotoelétrico .....	99
Figura 75 - Rotor equilibrado .....	100
Figura 76 - Amplitude de vibração no apoio 1 após a equilibragem ( <i>MathCad</i> ) .....	100
Figura 77 - Amplitude de vibração no apoio 2 após a equilibragem ( <i>MathCad</i> ) .....	100
Figura 78 - Modelo feito em <i>SolidWorks</i> .....	101
Figura 79 - Massa de correção adicionada à 60 graus – <i>SolidWorks</i> .....	103
Figura 80 - Modelo real utilizado no laboratório .....	105
Figura 81 - a) Inversor NORDAC 500E; b) Phidgets Spatial 0/0/3 .....	106
Figura 82 - Velocidade do motor, 765 RPM .....	106
Figura 83 - Espectro de frequências em mm/s <sup>2</sup> do motor antes de se provocar um desequilíbrio .....	107
Figura 84 - Massa de desequilíbrio adicionada .....	107
Figura 85 - Amplitude de vibração do desequilíbrio inicial .....	108
Figura 86 - Massa de teste adicionada em zero graus .....	108
Figura 87 - Amplitude de vibração com a massa de teste a zero graus.....	109
Figura 88 - Massa de teste adicionada em 120 graus .....	109
Figura 89 - Amplitude de vibração com a massa de teste a 120 graus.....	110
Figura 90 - Massa de teste adicionada a 240 graus.....	110
Figura 91 - Amplitude de vibração com a massa de teste a 240 graus.....	111
Figura 92 - Solução para a massa de correção e a sua localização .....	111
Figura 93 - Massa de correção fixada a 245 graus .....	112
Figura 94 - Amplitude de vibração com a massa de correção adicionada.....	112
Figura 95 - Condições de desequilíbrio no rotor .....	113
Figura 96 - Gráfico da amplitude de vibração para diferentes posições da massa de teste .....	115
Figura 97 - Massa de correção adicionada.....	116
Figura 98 - Amplitude de vibração à frequência de rotação da máquina depois de se adicionar a massa de correção.....	116
Figura 99 - Instrumento portátil de medição de vibração.....	118

Figura 100 - Máquina de equilibragem B200F IRD - Arsenal do Alfeite.....	122
Figura 101 - Máquina de equilibragem B5 IRD - Arsenal do Alfeite .....	123
Figura 102 - a) Sensor de velocidade - b) Sensor fotoelétrico - Arsenal do Alfeite .....	123
Figura 103 - Calculador Model 290 - Arsenal do Alfeite.....	124
Figura 104 – a) Calculador Model 245 (Arsenal do Alfeite) vs b) Calculador Model 246 .....	125
Figura 105 - Plano de correção - Arsenal do Alfeite .....	125
Figura 106 - Definição do tipo de rotor e as distâncias .....	126
Figura 107 - Cheshire Model CAL "calibrador" Arsenal do Alfeite.....	127
Figura 108 - Valores do desequilíbrio original - Arsenal do Alfeite .....	128
Figura 109 - Medidor de ângulo.....	129
Figura 110 - Massa de correção fixada - Arsenal do Alfeite .....	129
Figura 111 - a) Massa permanente, b) Massa removível .....	130
Figura 112 - Excentricidade após a equilibragem - Arsenal do Alfeite .....	130





## Índice de Tabelas

Tabela 1 - Classificação do rotor quanto à sua velocidade operacional .....	34
Tabela 2 - Classificação do rotor quanto a sua geometria .....	35
Tabela 3 - Limites de amplitudes de vibração para diferentes classes (Standard, 1995) .....	47
Tabela 4 - Limites de vibração para máquinas (DNV-GL, 2019) .....	50
Tabela 5 - Tabela de registo e cálculo de dados (Ford, 2001) .....	64
Tabela 6 - Evolução da amplitude de vibração.....	84
Tabela 7 - Amplitudes de vibração durante o processo de equilibragem .....	92
Tabela 8 - Amplitude de vibração para diferentes posições da massa de teste .....	94
Tabela 9 - Influência do sensor fotoelétrico na vibração original .....	97
Tabela 10 - Redução do desequilíbrio.....	101
Tabela 11 - Redução do desequilíbrio.....	104
Tabela 12 - Amplitudes de vibração durante o processo de equilibragem .....	113
Tabela 13 - Amplitude de vibração para diferentes posições da massa de teste (Laboratório).....	114



## **1. Introdução**

### **1.1. Objetivo da Dissertação**

Este trabalho de investigação tem como objetivo principal o estudo das técnicas de equilibragem de rotores rígidos que possam ser feitas em primeiro escalão, isto é, pela guarnição do navio. Evitando assim a necessidade de recorrer ao exterior para esse tipo de manutenção e evitar a indisponibilidade do navio.

### **1.2. Pertinência do Tema**

O desequilíbrio nos rotores, ou seja, o efeito do desequilíbrio nos rotores, está presente diariamente na nossa vida, em casa, na rua ou até mesmo no trabalho. Isto deve-se ao facto de o rotor estar presente em quase todos os equipamentos e máquinas que foram criadas e desenvolvidas para facilitar as tarefas do ser humano; desde a máquina de lavar, os carros, os ventiladores dos sistemas de ar condicionado, entre outros. Devido à inexistência de qualquer máquina perfeita esses equipamentos no seu funcionamento normal apresentam vibrações resultantes da não homogeneidade de massa. Despertando assim a necessidade de controlar essas vibrações e, se atingirem amplitudes que ultrapassem os limites de funcionamento definidos pelo fabricante, corrigi-las através da equilibragem (Vibro, 2018).

Nos dias de hoje, com o desenvolvimento de vários métodos e técnicas de equilibragem, o desequilíbrio pode ser facilmente corrigido utilizando instrumentos modernos portáteis sem a necessidade de remover a máquina do seu local normal de funcionamento (Vibro, 2018).

A monitorização de vibração envolve medições e análises de vibrações associado com a operação da máquina, com isso, é possível a deteção e identificação de danos e avarias. As vibrações são comuns nas máquinas rotativas e equipamentos com peças móveis, por isso, a monitorização pode ser aplicada na indústria e, no caso da Marinha, nas máquinas rotativas a bordo das Unidades Navais.

Quando as vibrações atingem amplitudes muito elevadas significa que a máquina está a funcionar com anomalias. Um dos principais métodos para se preservar e manter a eficiência e os parâmetros de funcionamento de uma máquina é a deteção e o diagnóstico das vibrações.

As Unidades Navais, para cumprirem as missões que lhes são atribuídas, precisam ter os seus equipamentos operacionais.

O tempo é um recurso de extrema importância para as missões e muitas vezes as Unidades Navais ficam indisponíveis para o cumprimento de certas missões devido à algumas manutenções que devem ser feitas em segundo ou terceiro escalão. As manutenções de terceiro escalão muitas das vezes são de elevado custo para a Marinha Portuguesa. Para se evitar que as Unidades Navais fiquem indisponíveis para missões por muito tempo e que se gaste muito dinheiro nas manutenções em estaleiro ou oficinas, é importante que se estudem e se adaptem métodos e técnicas para se equilibrarem as máquinas rotativas a bordo das Unidades Navais.

### **1.3. Estrutura da Dissertação**

A presente dissertação encontra-se dividida em sete capítulos, estando esses divididos em subcapítulos.

O primeiro capítulo é referente a introdução do tema, onde é abordado de uma forma muito sucinta o tema desenvolvido.

No capítulo dois é feito o enquadramento teórico sobre a equilibragem, onde são definidos grande parte dos conceitos fundamentais para se compreender o desequilíbrio: causas do desequilíbrio, tipos de desequilíbrio, bem como a relação que tem com a velocidade de rotação da máquina. Ainda neste capítulo é feita uma comparação entre a equilibragem feita na oficina e a equilibragem feita no local de serviço da máquina bem como as suas vantagens e desvantagens. Também é feito um breve historial relativamente às técnicas de equilibragem e como se começaram a desenvolver as máquinas de equilibragem utilizadas hoje em dia nas oficinas de equilibragem.

No capítulo três é abordado o tema das tolerâncias de vibração onde, de forma muito resumida, são descritas algumas normas e regras das sociedades classificadoras bem como os seus limites de amplitude de vibração para diferentes gamas de frequência.

No capítulo quatro são apresentados algumas técnicas de equilibragem num plano e em dois planos que podem ser aplicadas numa equilibragem feita no local de serviço do equipamento.

No capítulo cinco são mostrados os procedimentos e resultados dos testes feitos em modelos construídos nos programas CAD (*WorkingModel* e *SolidWorks*) das técnicas de equilibragem apresentadas no capítulo cinco, bem como, os testes feitos em laboratório.

No capítulo seis é abordada a equilibragem de máquinas dentro da Marinha Portuguesa. Neste capítulo são respondidas questões de como e onde a Marinha Portuguesa faz a equilibragem das máquinas das Unidades Navais, quais as técnicas de deteção e diagnóstico que são aplicadas. Ainda neste capítulo é feita uma descrição das técnicas de equilibragem e máquinas de equilibragem usadas na Arsenal do Alfeite.

O capítulo sete, o da conclusão, é onde se faz o balanço final do trabalho desenvolvido e as dificuldades encontradas durante a sua realização.



## 2. Desequilíbrio e equilibragem

Existem várias técnicas para a prática de equilibragem e todas elas partilham os mesmos termos fundamentais para qualquer processo de equilibragem. São termos intrínsecos à prática de equilibragem e, como não podia ser diferente, serão muitas vezes usados no presente trabalho. Estes termos são:

- Centro de gravidade;
- Centro geométrico;
- Eixo principal de inércia;
- Força centrífuga;
- Eixo de rotação.

Estes termos são a razão do “porquê” e do “como” devemos fazer uma equilibragem.

Quanto ao campo de ação, a equilibragem pode ser feita na oficina ou estaleiro e no local, que é um método muito comum na indústria devido à grande dimensão das máquinas e a dificuldade em desmontá-las e movê-las até à oficina.

### 2.1. Medição e análise de vibração

É a técnica com maior aplicação no controlo de condição de máquinas e tem sido crescente a sua aplicação na avaliação do estado de estruturas. Com esta técnica é possível extrair a amplitude máxima e frequência de vibração de um sinal complexo através do cálculo da Fast Fourier Transform (FFT) feito pelos instrumentos de medição de vibração.



Figura 1 - Medição e análise de vibração (Sampaio, 2016)

### 2.1.1. Noção de fase

No âmbito da equilibragem de rotores, basicamente, a fase consiste na posição angular de um determinado ponto ou na direção do efeito da vibração (força centrífuga) medido a partir de uma referência (fita refletora) definida pelo operador.

Existem várias técnicas de se calcular a fase do desequilíbrio de um rotor. Uma das técnicas atualmente aplicada quando se utiliza um instrumento portátil de medição de vibração, que Arthur R. Crawford no seu livro intitulado *"The Simplified Handbook Of Vibration Analysis"*, chama de *Cross channel techniques* (Crawford, 1992). Esta técnica faz o cálculo da fase do desequilíbrio através do sinal de referência lido por uma célula fotoelétrica e através do sinal de vibração, medido com um acelerômetro ou um outro sensor de vibração.

Na figura em baixo podemos ver a posição dos dois sensores, o efeito do desequilíbrio e a fita refletora desfasados por um ângulo desconhecido porque numa situação real nós não conseguimos ver o efeito do desequilíbrio.

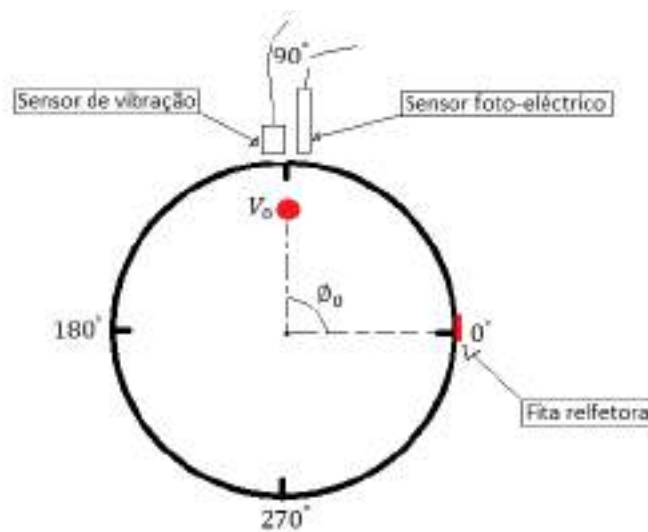


Figura 2 - Medição da fase do desequilíbrio

A fase do desequilíbrio é então conseguida através do cálculo da diferença em tempo de deteção do sinal da célula fotoelétrica quando deteta a passagem da fita refletora e do sinal do sensor de vibração quando deteta o máximo valor da amplitude de vibração. Conhecendo o tempo que o rotor leva a completar uma rotação (T) e o



desfasamento entre os dois sensores (acelerômetro e célula fotoelétrica), o ângulo de fase do desequilíbrio é calculado pela seguinte equação (Roque, 2002):

$$\phi = 360 \times \frac{t_1 - t_0}{T} + \beta \quad (1)$$

Em que:

$\phi$  – Ângulo de diferença de fase entre o sinal da célula fotoelétrica e o sinal do acelerômetro;

$\beta$  – Ângulo entre célula fotoelétrica e o acelerômetro;

$T$  – Período do sinal vibratório;

$t_0$  – Tempo de detecção da fita refletora;

$t_1$  – Tempo de detecção da máxima amplitude de vibração.

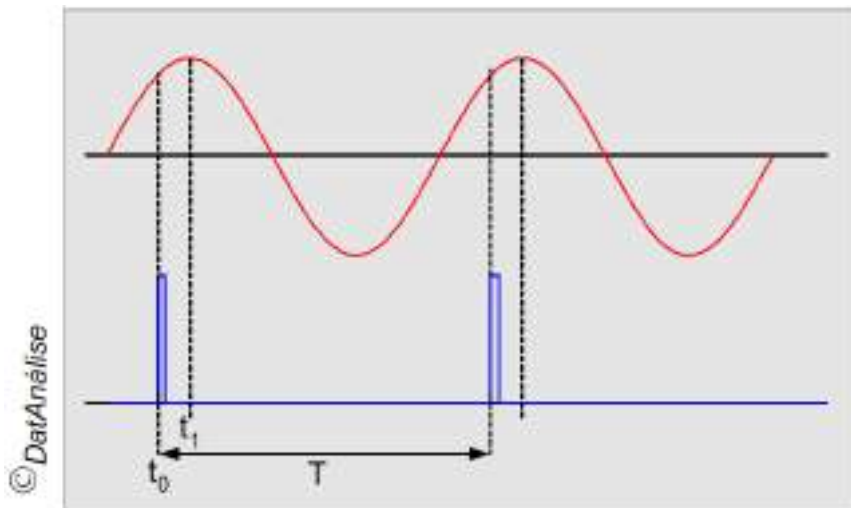


Figura 3 - Medição do ângulo de fase (Roque, 2002)

É importante referir que o ângulo  $\phi$  é medido a partir da fita refletora no sentido contrário ao de rotação do rotor. E que, desta forma, estaremos a localizar a fase do desequilíbrio, ou seja, se quisermos equilibrar o rotor, devemos fazer uma remoção de massa nessa posição ou adição de uma massa de correção no ângulo oposto ao ângulo  $\phi$  ( $\mp 180^\circ$ ).

## 2.2. Desequilíbrio

O desequilíbrio ocorre quando um rotor ou um outro componente acoplado nele não tem o centro de massa a coincidir com o eixo de rotação do veio. Ou seja, o desequilíbrio acontece sempre que o rotor não apresente uma distribuição homogênea de massa. Devido a isso, é possível imaginar um ponto onde supostamente está concentrada a não homogeneidade do rotor que provoca um carregamento radial nos apoios.

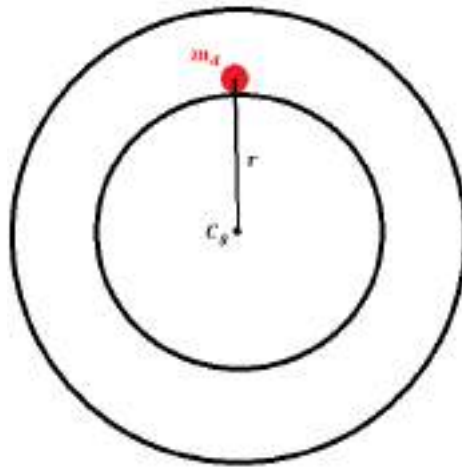


Figura 4 - Rotor desequilibrado

O desequilíbrio é uma propriedade da distribuição de massa ao longo do rotor, ou seja, ele não se altera ao menos que tenha sido causado por alteração mecânica (Norfield, 2006).

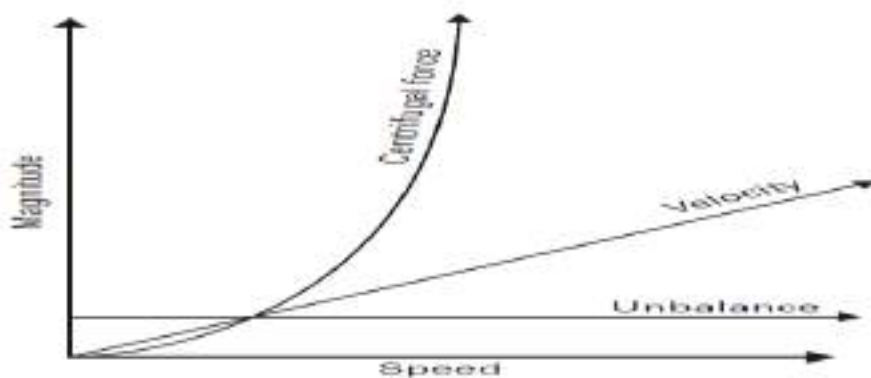


Figura 5 - Força centrífuga, velocidade e desequilíbrio em função da rotação (Norfield, 2006)

### 2.2.1. Unidades de medida do Desequilíbrio e sua identificação

Quando se fala de desequilíbrio é fundamental conhecer os parâmetros que o identificam, mais propriamente a amplitude do efeito causado e a sua posição angular. A amplitude do efeito do desequilíbrio varia com a velocidade de rotação, com a massa de desequilíbrio e com a rigidez da estrutura e dos apoios do rotor, sendo que, quanto maior a rigidez menor será a amplitude. E, conseqüentemente, maior será a força exercida nos apoios. Por isso, é possível que tenhamos uma resposta fraca ao medirmos o desequilíbrio nos apoios (Roque, 2002).

Assim, podemos representar analiticamente o desequilíbrio como o produto entre a massa que representa toda imperfeição do rotor e a distância que ela se encontra do centro geométrico do rotor.

$$U = m_d \times r_d \quad (2)$$

Onde:

$U$  - é o desequilíbrio em  $[g \cdot mm]$

$m_d$  - é a massa de desequilíbrio  $[g]$

$r_d$  - a distância entre  $m_d$  e centro geométrico  $[mm]$

Através da equação (2) podemos facilmente constatar que o desequilíbrio não aumenta nem diminui com a variação da velocidade de rotação do rotor, por esta razão, não é necessário equilibrar um ventilador dos navios da Marinha Portuguesa à velocidade operacional.

Uma das características principais do desequilíbrio é que a força centrífuga causada pelo desequilíbrio gera uma vibração sinusoidal a 1xRPM da máquina. Ou seja, se a máquina estiver a rodar a 3600 RPM o desequilíbrio provocará uma vibração a uma frequência de 3600 RPM (60Hz) (Kelm, 2008).

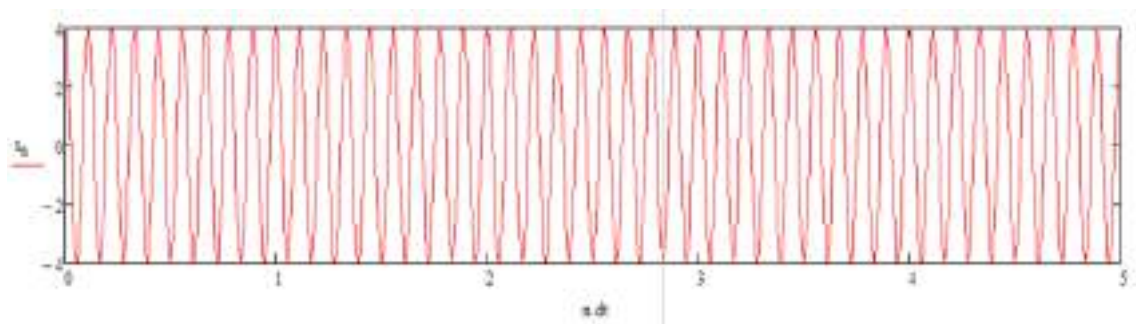


Figura 6 - Sinal no tempo de uma vibração causada pelo desequilíbrio (MathCad)

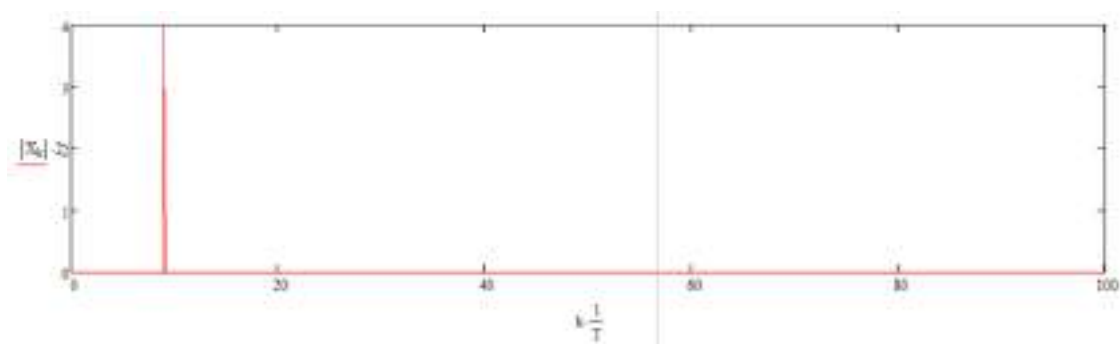


Figura 7 - Espectro de frequências do sinal no tempo (MathCad)

Outra característica do desequilíbrio é a diferença de fase entre a medição da vibração horizontal e vertical deve ser aproximadamente de  $90^\circ$  (Kelm, 2008).

Existem muitas outras anomalias que também se manifestam no espectro com a mesma frequência de rotação da máquina. Essas anomalias são: o desalinhamento, o desaperto mecânico, a ressonância, as folgas excessiva nas chumaceiras em casquilho, etc. (Sampaio, 2013).

Para distinguir o desequilíbrio dessas avarias devemos conhecer as seguintes características (Sampaio, 2013):

- Componente síncrona de maior amplitude na direção radial;
- A amplitude é maior na direção de menor rigidez das chumaceiras;
- A amplitude é maior nas chumaceiras mais carregadas pelo desequilíbrio;
- A amplitude aumenta com o quadrado da velocidade;
- A fase segue a localização do transdutor;
- A fase é estável, excepto para velocidades perto das críticas;

- Harmônicas nxRPM com amplitudes pequenas (podem ser grandes no caso de desequilíbrio grave ou quando a rigidez nos apoios difere substancialmente com a direção);
- Componente axial muito inferior à radial, excepto quando o rotor se situa exteriormente nos apoios.

### 2.2.2. Força centrífuga gerada pelo desequilíbrio

Um rotor desequilibrado, em rotação, gera uma força centrífuga cuja amplitude é dada por:

$$F_c = U \cdot \omega^2 = r_d \cdot m_d \cdot \omega^2 \quad (3)$$

Onde:

$\omega$  – é a velocidade angular [ $rad/s$ ]

Como a unidade normalmente usada para a força é Newton, podemos transformar a equação (3) para unidades mais usadas:

$$F_c(Newtons) = 1.1 \cdot (N)^2 \cdot 10^{-8} \cdot m_d \cdot r_d \quad (4)$$

Em que:

$N$  – número de rotações por minuto do rotor (RPM)

Esta força é a causadora da vibração pelo desequilíbrio e, como essa força tem a mesma fase que o veio, a vibração tem a mesma frequência de rotação da máquina, 1xRPM.

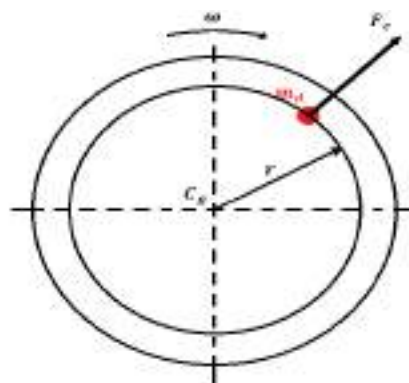


Figura 8 - Força centrífuga gerada pelo desequilíbrio

Podemos verificar que a força centrífuga é diretamente proporcional ao desequilíbrio mas varia com o quadrado da velocidade de rotação do rotor, o que significa que se a velocidade de rotação duplicar a força centrífuga provocada pelo desequilíbrio quadruplica. É por esta razão que o grau de equilibragem nas máquinas que operam em altas velocidades de rotação é mais baixo (Standard, 2003).

### 2.2.3. Deslocamento do centro de massa

Diz-se que um rotor está equilibrado quando o seu centro de massa coincide com o centro geométrico do rotor, isso porque quando um rotor se encontra desequilibrado o seu centro de massa desloca-se em direção à massa de desequilíbrio tornando-o excêntrico.

A excentricidade é a distância que o centro de massa se desloca do centro geométrico do rotor. É também o parâmetro de avaliação da qualidade de uma equilibragem segundo a norma ISO 1940. (Standard, 2003)

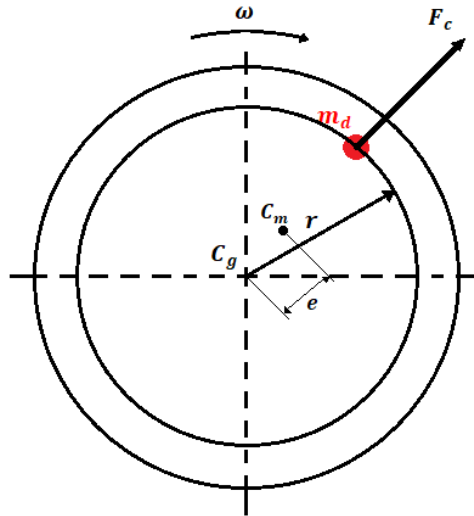


Figura 9 - Deslocamento do centro devido ao desequilíbrio

A excentricidade pode ser calculada através da razão entre o desequilíbrio e a massa total do rotor.

$$e[\mu m] = \frac{U[g \cdot mm]}{M_t[kg]} \quad (5)$$

$$M_t = M_r + m_d \quad (6)$$

Em que:

$M_r$  – é a massa do rotor em  $[kg]$

$M_t$  – é a massa total do rotor em  $[kg]$

Assim, conhecendo a excentricidade e a massa total do rotor, também podemos calcular o desequilíbrio através da seguinte equação:

$$U = e \cdot M_t \quad (7)$$

#### 2.2.4. Tipos de Desequilíbrio

O desequilíbrio pode apresentar-se de diferentes formas num determinado rotor dependendo da sua distribuição ao longo do seu comprimento, criando um eixo principal de inércia que não coincide com o eixo geométrico de rotação. O eixo principal de inércia é o eixo em torno do qual o rotor rodaria sem qualquer constrangimento (Roque, 2002). Consoante a posição relativa desses dois eixos podemos ter os seguintes tipos de desequilíbrio:

- Desequilíbrio Estático;
- Desequilíbrio de Momento;
- Desequilíbrio Quase-estático;
- Desequilíbrio Dinâmico.

É de extrema importância conhecer o tipo de desequilíbrio para uma escolha mais acertada do método de equilibragem a aplicar.

##### 2.2.4.1. Desequilíbrio estático

Este é o tipo de desequilíbrio mais comum nos rotores em forma de disco devido à pequena espessura que esses rotores apresentam, reduzindo assim os consideráveis deslocamentos no sentido axial de uma massa de desequilíbrio.

Estamos diante de um desequilíbrio estático quando a massa de desequilíbrio encontra-se localizada no mesmo plano que o centro de gravidade. Este tipo de

desequilíbrio provoca o deslocamento paralelo ( $e$ ) do eixo principal de inércia relativamente ao eixo de rotação do rotor.

No caso dos rotores largos, também conhecido como rolos, embora não sendo comum, o desequilíbrio estático também pode ocorrer, para além da adição da massa de desequilíbrio no mesmo plano do centro de gravidade, pela adição de duas massas iguais em dois planos paralelos, simétricos e equidistantes relativamente ao plano do centro de gravidade. É importante referir que essas duas massas de desequilíbrio podem ser diferentes e mesmo assim estarmos diante de um desequilíbrio estático, desde que, uma das duas massas se encontre num plano paralelo ao plano do centro de gravidade à uma distância que provoque o mesmo efeito que a outra massa do lado oposto, como podemos ver na Figura 11.

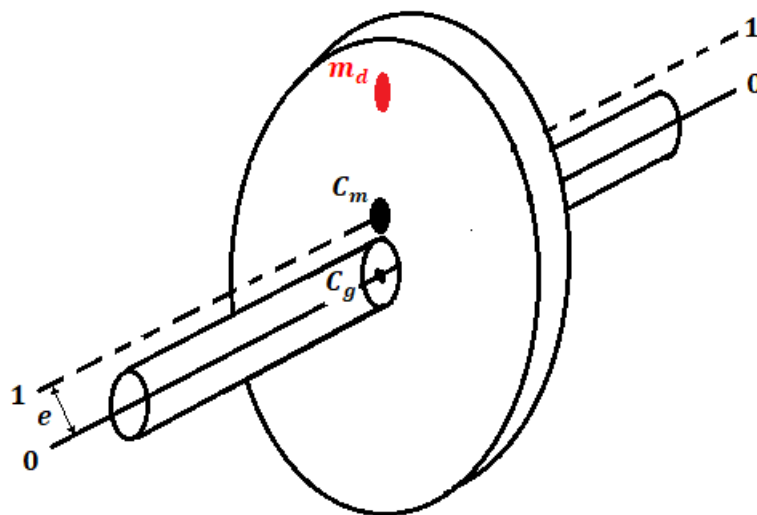


Figura 10 - Desequilíbrio estático num rotor estreito



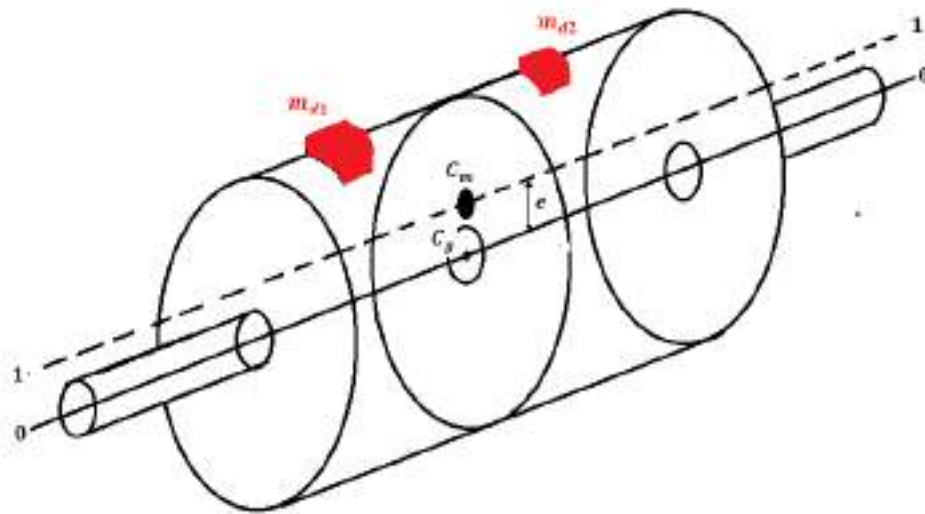


Figura 11 - Desequilíbrio estático num rotor longo

Podemos ver nas Figura 10 e Figura 11 que, tanto nos rotores estreitos quanto nos rotores longos, o desequilíbrio estático caracteriza-se pelo deslocamento paralelo do eixo principal de inércia (1 – 1) relativamente ao eixo de rotação do rotor (0 – 0).

A correção deste tipo de desequilíbrio consiste basicamente na adição de uma massa de correção com um desfasamento de  $180^\circ$  em qualquer plano transversal perpendicular ao eixo de rotação do rotor ou com a remoção de massa (Roque, 2002).

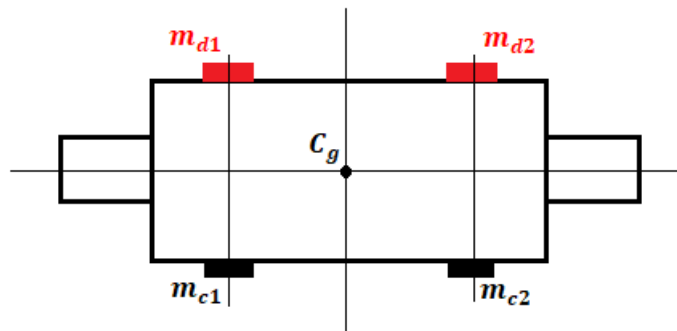


Figura 12 - Correção do desequilíbrio estático em dois planos de correção

Se não for possível colocar a massa de correção no mesmo plano que a massa de desequilíbrio, podemos fazer a correção fixando duas massas de correção em dois planos opostos relativamente ao plano da massa de desequilíbrio à uma distância tal

que cause um efeito que somando com o efeito da outra massa de correção consiga anular o efeito da massa de desequilíbrio, como podemos ver na Figura 13.

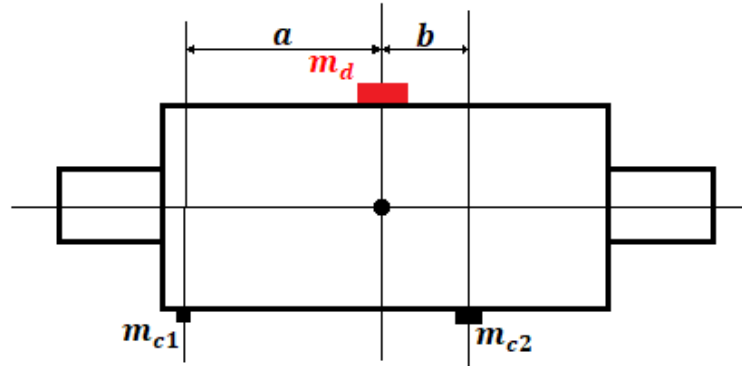


Figura 13 - Correção do desequilíbrio estático

Conhecendo as distâncias  $a$ ,  $b$  e a massa de desequilíbrio  $m_d$  podemos facilmente calcular as massas de correção.

$$m_{c1} = \frac{b}{a+b} m_d \quad (8)$$

$$m_{c2} = \frac{a}{a+b} m_d \quad (9)$$

#### 2.2.4.2. Desequilíbrio de momento

O desequilíbrio de momento ocorre mais em rotores longos. Estamos diante deste tipo de desequilíbrio quando num rotor longo, perfeitamente equilibrado relativamente ao plano do centro de gravidade, adicionamos duas massas de desequilíbrio iguais, equidistantes e desfasadas  $180^\circ$ .

Um desequilíbrio de momento está estaticamente equilibrado relativamente ao centro de massa porque neste tipo de desequilíbrio o centro de massa coincide com o centro geométrico do rotor. É um tipo de desequilíbrio que é caracterizado pela inclinação do eixo principal de inércia relativamente ao eixo de rotação do rotor intercetando-o no centro de gravidade (Vibro, 2018).

Tal como no desequilíbrio estático em rotores longos, neste tipo de desequilíbrio as duas massas podem ser diferentes desde que uma das massas se encontre a uma

distância do plano do centro de gravidade que cause o mesmo efeito, mas uma no sentido contrário ao efeito da outra massa.

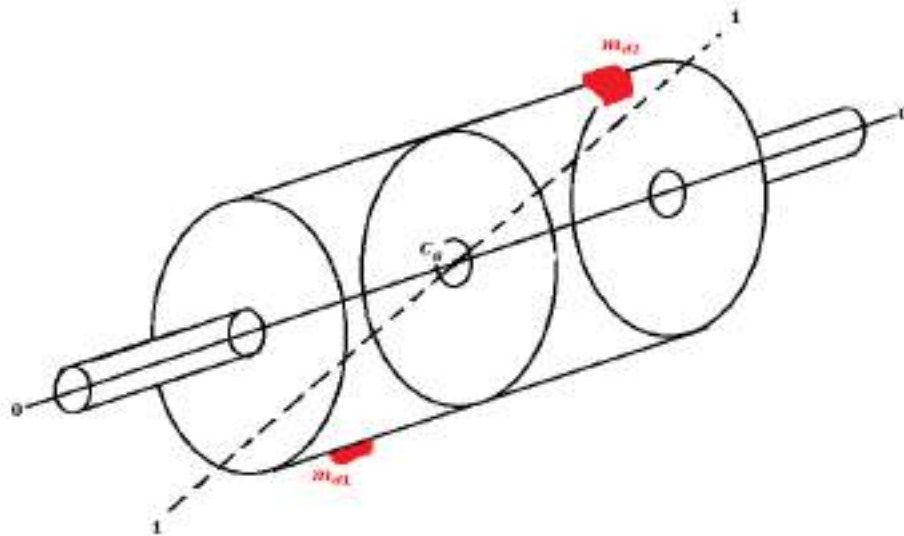


Figura 14 - Desequilíbrio de momento

A correção desse tipo de desequilíbrio segue o mesmo raciocínio do desequilíbrio estático num rotor longo mas sem a possibilidade de se fazer a correção num único plano de correção (Roque, 2002).

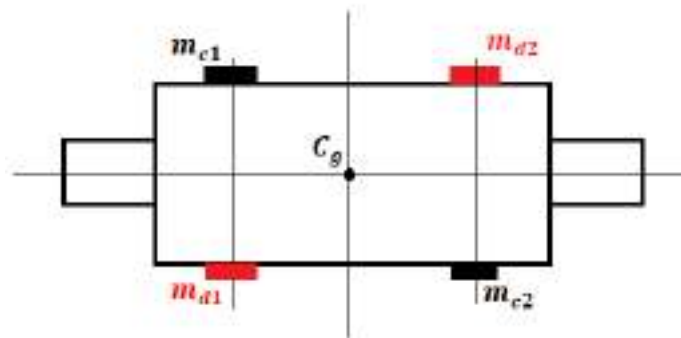


Figura 15 - Desequilíbrio de momento corrigido

#### 2.2.4.3. Desequilíbrio Quasi-estático

O desequilíbrio quasi-estático é um tipo de desequilíbrio muito parecido com o desequilíbrio de momento. Este tipo de desequilíbrio ocorre, tal como no desequilíbrio de momento, quando as duas massas de desequilíbrio adicionadas no rotor provocam

uma inclinação do eixo principal de inércia relativamente ao eixo de rotação do rotor. A única diferença é que neste tipo de desequilíbrio o eixo principal de inércia não interceta o eixo de rotação no centro geométrico devido à diferença dos efeitos provocados pelas duas massas de desequilíbrio nos dois planos transversais (Roque, 2002).

Este tipo de desequilíbrio também pode ocorrer com a adição de uma só massa de desequilíbrio num plano transversal do rotor do tipo rolo desde que não seja o plano transversal do centro de geométrico. Ou também, se adicionarmos uma terceira massa de desequilíbrio num desequilíbrio de momento no plano transversal do centro de gravidade e com uma fase igual à uma das duas massas de desequilíbrio do desequilíbrio de momento (Vibro, 2018).

Este tipo de desequilíbrio é muito comum quando é montada uma polia desequilibrada à um motor (Roque, 2002).

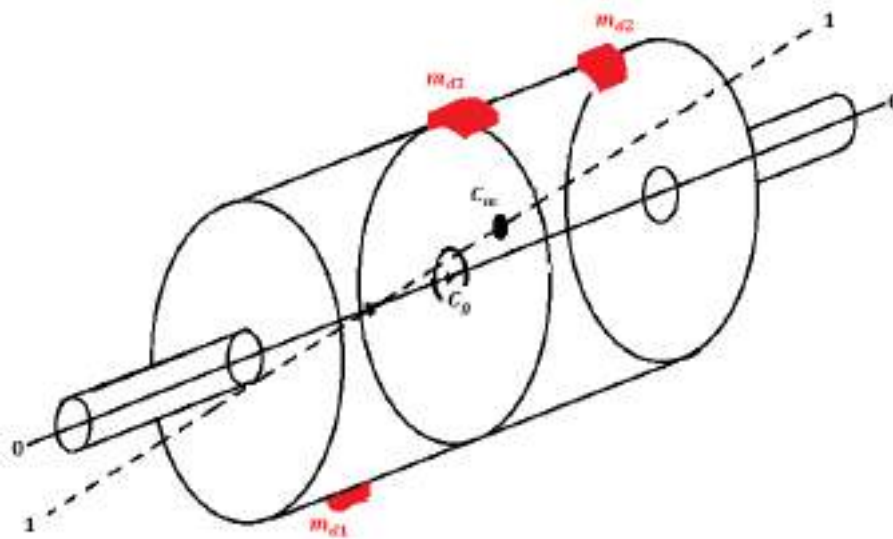


Figura 16 - Desequilíbrio quasi-estático

Na Figura 16 podemos constatar que o desequilíbrio quasi-estático pode ser resultado da combinação do desequilíbrio estático com o desequilíbrio de momento.

O desequilíbrio estático também pode surgir com a fixação de uma massa de desequilíbrio num plano transversal ao longo do rotor desde que não seja o plano que passa pelo centro de massa (Roque, 2002).

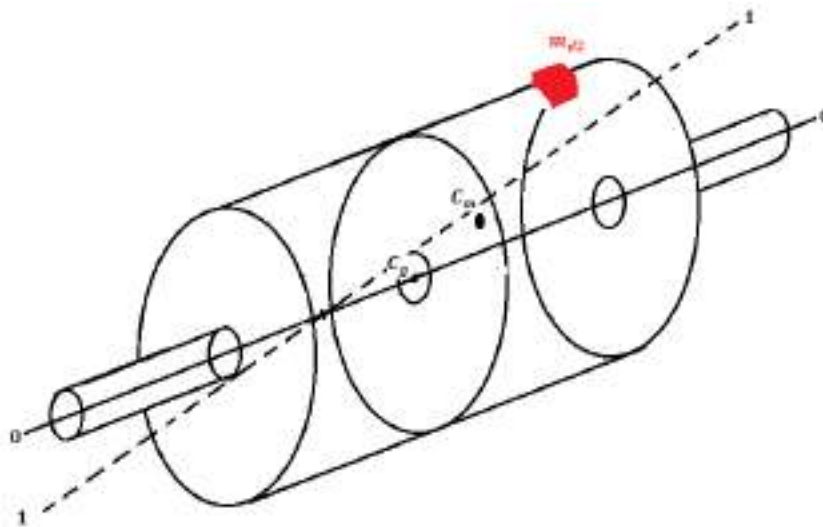


Figura 17 - Desequilíbrio quasi-estático

A correção desse tipo de desequilíbrio passa pelo mesmo princípio básico da equilibragem.

#### 2.2.4.4. Desequilíbrio dinâmico

Este tipo de desequilíbrio caracteriza-se, tal como o desequilíbrio de momento e o quasi-estático, pela inclinação do eixo principal de inércia em relação ao eixo de rotação nos rotores do tipo rolo, mas com uma particularidade. No desequilíbrio dinâmico, apesar da inclinação do eixo principal de inércia, este não interceta de forma alguma o eixo de rotação, como se pode observar na figura em baixo (Roque, 2002).

O desequilíbrio dinâmico é o desequilíbrio mais comum na prática devido a influência das tolerâncias, processo de montagem e fabricação. Todos rotores podem apresentar simultaneamente os desequilíbrios estático e de momento que, pela baixa probabilidade das massas de desequilíbrio aparecerem desfasadas  $180^\circ$ , resultam num desequilíbrio dinâmico (Vibro, 2018).

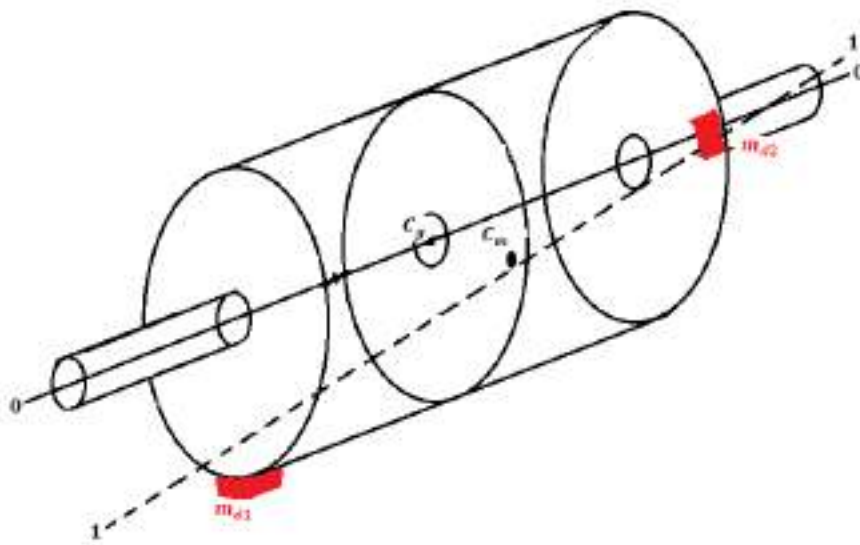


Figura 18 - Desequilíbrio dinâmico

Para corrigir esse tipo de desequilíbrio são suficientes quaisquer dois planos de equilibragem (Roque, 2002).

#### 2.2.5. Causas do Desequilíbrio

Qualquer rotor pode apresentar um desequilíbrio por diversos motivos. Para o presente trabalho identificaremos somente as causas mais comuns do desequilíbrio. As causas de desequilíbrio podem se apresentar de várias formas e podem ser combinadas em quatro grupos:

- Erros de construção e projeto, por exemplo: grau de maquinação insuficientes, componentes sem simetria relativamente ao eixo, tolerâncias incorretas, desenho de cavalete menor que o escatel;
- Defeitos do material, por exemplo: fundição deficiente (chochos e inclusões), variações de densidade, variações de espessura;
- Defeitos introduzidos durante a maquinação ou montagem, por exemplo: deformação devido aos apertos desiguais, montagem de componentes deficiente (diferentes medidas de anilhas, porcas e parafusos), deformações permanentes introduzidas na fabricação, tensões residuais e soldaduras;

- Causas operacionais, por exemplo: desgaste e corrosão não uniformes, incrustação de sólidos, impurezas não uniformes, distorção térmica ou mecânica em funcionamento, componentes empenados e componentes partidos.

Muitas dessas causas e defeitos podem ser controlados, mas não é possível eliminá-las na totalidade por forma a tornar a equilibragem desnecessária. Os defeitos que aparecem durante longos períodos de funcionamento do equipamento são especialmente inevitáveis (Vibro, 2018).

### **2.3. Equilibragem**

A equilibragem consiste no processo de melhoria da distribuição de massa de um rotor ou componente, por forma a que este rode sem forças centrífugas descompensadas (Sampaio, 2013).

A equilibragem pode ser feita através da adição ou remoção de massas, mas normalmente é efetuada com a adição de massas em determinadas localizações previamente calculadas do que com a remoção de massas (Sampaio, 2013).

#### **2.3.1. Breve historial da equilibragem**

A tecnologia de equilibragem tem desenvolvido em função do desenvolvimento das máquinas. Quando as rodas de água eram as máquinas mais rápidas nenhum equipamento era necessário para as equilibrar. A equilibragem era feita por gravidade, consistia em colocar a roda em dois apoios e por gravidade a parte mais pesada fica por baixo, assim, adicionava-se as massas de correção na parte superior. Rodava-se a roda 90°, caso ela não se movesse, então, estava equilibrada, caso contrário, adicionava-se mais massa de correção (Norfield, 2006).



Figura 19 - Waterpower from gravity (Norfield, 2006)

Esse processo de equilibragem era feito por tentativa e erro.

A tecnologia elétrica trouxe os geradores e compensadores de fase que tornou possível a redução para “zero” as vibrações causadas pelo desequilíbrio. Quando a tecnologia de controlo elétrico deu um “salto” para o controlo eletrónico as máquinas de equilibragem tornaram-se muito mais precisas e fáceis de serem operadas.



Figura 20 - Máquina de equilibragem com microprocessador (Norfield, 2006)



Nos dias de hoje têm-se desenvolvido muitas ferramentas e máquinas para tornar o processo de equilibragem cada vez mais rápido e preciso. Mas, apesar desses desenvolvimentos todos, o processo de equilibragem no local ainda requer pessoal com muita experiência.

Karelitz (1928) desenvolveu um método gráfico com o qual era possível equilibrar uma turbina com apenas três massas de teste. O método usa o *unbalance finder* para localizar a massa de desequilíbrio. O *unbalance finder* consistia em quatro fitas transparentes juntas com um pivô numa extremidade. O método pode ser aplicado com massas de testes diferentes (Karelitz, 1928).

Ribary (1936) apresentou o método gráfico *four run* que consistia em equilibrar o rotor através da medição da amplitude de vibração em quatro leituras de teste (uma leitura inicial e três leituras com a massa de teste) (Ribary, 1936).

Somervaille (1954) baseou-se nos estudos de Ribery e simplificou o seu método gráfico. O método gráfico de Somervaille consiste em quatro círculos em que o raio de cada círculo era igual a amplitude de vibração da leitura inicial e das três leituras com a massa de teste (Somervaille, 1954).

Hopkirk (1932) e (1940), derivou um método analítico utilizando álgebra vetorial. A informação de amplitude de resposta é usada para resolver equações vectoriais e calcular a massa de correção requerida (Hopkirk, 1932, 1940).

Mais recentemente, Barrett, Li e Gunter (1978) adotaram a técnica de equilibragem modal para equilibrar um rotor através de dois modos (Barrett, Li, & Gunter, 1978).

Gunter, Springer e Humphris (1982) usaram a técnica de equilibragem modal mas sem a informação da fase para equilibrar um rotor através de três modos. Contudo, todos os métodos diferentes do método de Hopkirk requerem massas de testes iguais para o procedimento de equilibragem (Gunter, Springer, & Humphris, 1982).

Khulief, Mohiuddin e El-Gebeiby (2014), desenvolveram um método misto para rotores flexíveis de alta velocidade. Este método integra a modelação de elementos

finitos, análise modal, medição de vibração e identificação matemática. Este método não precisa de leituras para equilibrar o rotor (Khulief, Mohiuddin, & El-Gebeily, 2014).

### 2.3.2. Classificação dos rotores

Uma das características determinantes na selecção do método de equilibragem é a frequência natural do rotor, também conhecida como velocidade crítica. A frequência natural de um sistema de um grau de liberdade é a frequência da vibração livre do sistema.

A medição da frequência natural do rotor é importante porque permite-nos avaliar se o rotor, nas condições de serviço, está a funcionar perto da sua frequência natural, para então o classificar como rotor rígido ou flexível.

Podemos medir a frequência natural do rotor através do teste de impacto. Se dermos um impacto a qualquer objeto, este será excitado a vibrar e a sua frequência natural poderá ser medida em ciclos por segundo (Hz) com um sensor de vibração (Manni, 1999).

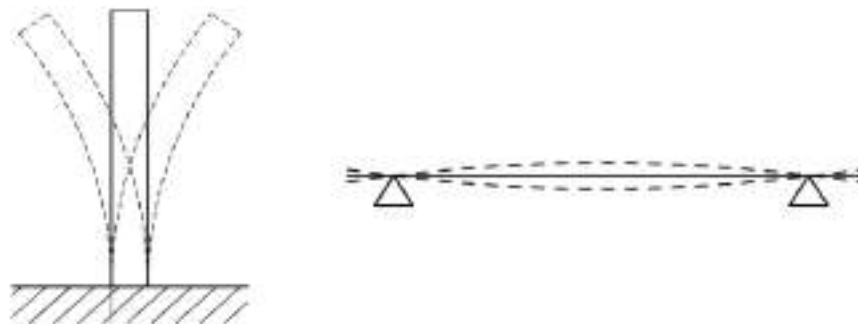


Figura 21 - Modo de vibração excitado por um impacto (Manni, 1999)

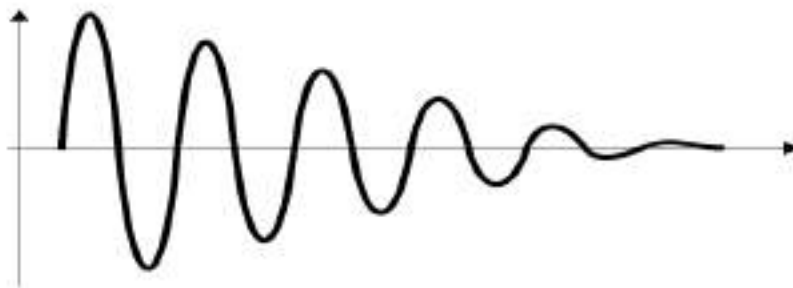


Figura 22 - Sinal no tempo da vibração transiente causada pelo impacto (Manni, 1999)

Conseguimos encontrar a frequência natural através do cálculo do espectro de frequências do sinal no tempo da vibração causada pelo impacto (Manni, 1999).

Podemos ainda calcular a frequência natural do rotor ou de qualquer outro corpo analiticamente através da seguinte equação e desde que o consideremos com um grau de liberdade (Manni, 1999):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{M_r}} \quad (10)$$

Em que:

$f_n$  – Frequência natural [Hz];

$K$  – Rigidez [N/m];

$M_r$  – Massa do rotor [kg].

Assim, conhecendo a frequência natural do rotor ou velocidade crítica, podemos considerar um rotor como (Manni, 1999):

#### **Rotor rígido**

Se a sua máxima velocidade operacional for inferior à 50% da sua primeira velocidade crítica.

Os rotores rígidos podem (Manni, 1999):

- Ser equilibrados dinamicamente em dois planos de correção arbitrários;
- Podem ser equilibrados a qualquer velocidade de equilibragem desde que não ultrapasse a máxima velocidade operacional;
- A sua distribuição de massa permanece constante em volta do eixo de rotação.

#### **Rotor flexível**

Se a sua velocidade máxima operacional for maior que 50% da sua primeira velocidade crítica.

Os rotores flexíveis devem ser equilibrados (Manni, 1999):

- Em planos de correção bem especificados (muitas das vezes mais que dois planos);
- Em velocidades de equilibragem específicas (muitas das vezes em mais do que uma velocidade de equilibragem);
- Perto da velocidade crítica, a distribuição de massa varia devido a sua flexibilidade.


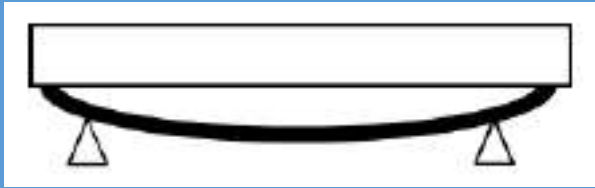
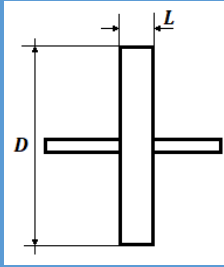
Rigidez	Velocidade de serviço
 <p>Rígido</p>	Menor que 50% da 1ª velocidade crítica flexível
 <p>Flexível</p>	Maior que 50% da 1ª velocidade crítica flexível

Tabela 1 - Classificação do rotor quanto à sua velocidade operacional

Outra característica determinante na seleção do método de equilibragem a utilizar é a forma ou geometria do rotor. Podendo ser do tipo disco (rotor estreito) ou do tipo rolo (rotor longo) em função da relação entre o seu diâmetro  $D$  e o seu comprimento  $L$ .

Geometria do rotor	Relação $L/D$
 <p>Rotor tipo disco</p>	Menor que 0.5

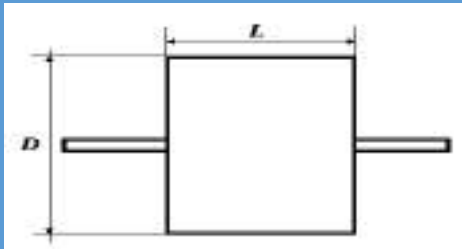
 <p>Rotor tipo rolo</p>	<p>Maior que 0.5</p>
--	----------------------

Tabela 2 - Classificação do rotor quanto a sua geometria

Quanto a rigidez do rotor, o presente trabalho abordará simplesmente os métodos de equilibragem para os rotores rígidos.

### 2.3.3. Equilibragem no local

A equilibragem de uma máquina no seu local de serviço não é só um procedimento eficiente mas, muitas das vezes, necessário por forma a se obter uma velocidade de equilibragem aceitável para o rotor em questão. Os rotores equilibrados na oficina não são (Crawford, 1992):

- Equilibrados no seus próprios rolamentos e apoios;
- Equilibrados a frequência normal de funcionamento;
- Equilibrados nas condições normais de carga.

Portanto, a frequência normal de funcionamento, a rigidez do rotor, os rolamentos dos apoios, a sua rigidez e as condições de carga, todos contribuem para o funcionamento normal da máquina como um todo. Um rotor equilibrado na oficina, quando montado novamente no seu conjunto, devido as questões citadas acima, pode voltar a apresentar um certo desequilíbrio, necessitando de uma equilibragem no seu conjunto (Crawford, 1992).

O processo de equilibragem elimina somente a vibração síncrona por ser a componente da vibração causada pelo desequilíbrio, o que significa que as outras componentes de vibração se mantêm. Essas componentes são: vibrações causadas pelo desalinhamento, falhas elétricas e folgas (Manni, 1999).

A equilibragem no local tem diversas particularidades a se ter em conta. Uma particularidade muito importante é que, como neste tipo de equilibragem o rotor encontra-se acoplado a outros equipamentos formando a sua estrutura completa. Portanto, só conseguimos determinar o desequilíbrio medindo o seu efeito nos rolamentos dos apoios do equipamento na sua velocidade normal de funcionamento usando um sensor de vibrações portátil e não pela medição direta do rotor propriamente dito (Vibro, 2018).

#### **2.3.3.1. Vantagens**

Equilibrar um rotor no seu local de funcionamento, acoplado a outros componentes do seu conjunto, tem muitas vantagens (Crawford, 1992):

- O rotor é equilibrado nos seus apoios e rolamentos;
- O rotor é equilibrado à velocidade normal de funcionamento;
- O rotor é equilibrado em condições normais de carga;
- Os procedimentos de paragem e arranque da máquina são os habituais;
- Não é necessário desmantelar ou re-alinhar as máquinas;
- Tempo de indisponibilidade é consideravelmente reduzido.

#### **2.3.3.2. Desvantagens**

O maior problema da equilibragem no local são (Crawford, 1992):

- Arranque e paragem da máquina;
- Adição ou remoção de massa no rotor;
- Dificuldade de acesso às pás do rotor.

#### **2.3.4. Equilibragem na oficina**

Este é o campo de equilibragem que usa métodos mais precisos e rigorosos no processo de equilibragem e apresenta melhores resultados na redução do desequilíbrio principalmente quando é necessário equilibrar em dois ou mais planos de correção. Porém, necessita que os equipamentos sejam transportados dos navios para as oficinas, o que coloca em causa a capacidade operacional do Navio.

Um dos principais problemas da equilibragem na oficina é o elevado custo. A única vantagem da equilibragem na oficina é por ser uma solução prática e económica durante o processo de concepção do rotor (Vibro, 2018).

A equilibragem na oficina será uma opção melhor se envolver grandes quantidades de rotores iguais e se tratar de um equipamento que não permite acesso ao rotor, como é o caso de algumas bombas, compressores, turbinas e caixas reductora (Roque, 2002).

### **2.3.5. Equilibragem num plano**

Segundo a norma MIL-STD-167-1A define equilibragem num plano como:

“É um procedimento através do qual a distribuição de massa de um rotor rígido é ajustada de modo a garantir que o desequilíbrio residual estático esteja dentro dos limites especificados e que requer um só plano para a equilibragem” (MIL-STD-167-1A, 2005a).

Na prática, a equilibragem num só plano é mais usada para os rotores do tipo disco porque este tipo de rotores, devido à sua pequena espessura, estão mais sujeitos a terem o desequilíbrio estático.

Antes de se iniciar a equilibragem num plano devemos ter em conta os seguintes pontos:

#### **2.3.5.1. Escolha do plano de correção**

Como já foi dito anteriormente, basicamente, a equilibragem consiste na adição (soldadura, parafuso) ou remoção (perfuração, fresagem) de massa no plano de correção do rotor num raio previamente calculado por forma a garantir a uniformização da distribuição de massa.

Se pretendermos fazer uma equilibragem num só plano, num rotor com desequilíbrio estático, o plano de correção deverá ser o plano que contem o centro de gravidade. Se, devido a construção do rotor, não for possível fixar a massa de correção no raio e no ângulo de fase previamente calculado como é o caso dos ventiladores, deve-

se dividir a massa de correção em duas e fixar no mesmo plano de correção uma em cada pá de modo a causar o mesmo efeito (Vibro, 2018).

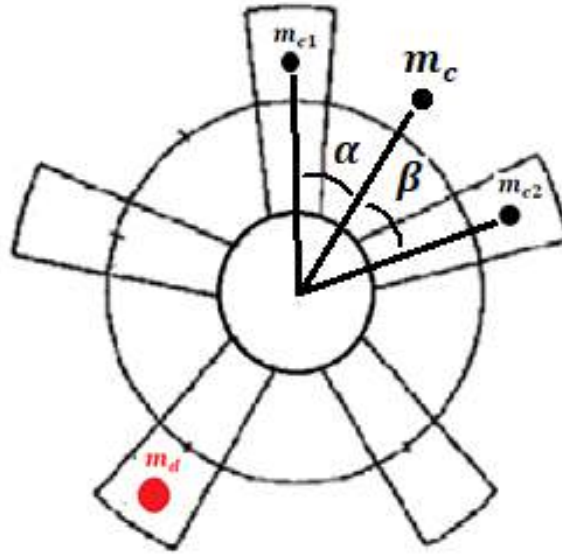


Figura 23 - Ventilador com duas massas de correção

Imaginemos que os procedimentos de equilibragem resultaram numa posição angular fisicamente impossível para fixação da massa de correção devido a distribuição das pás do ventilador, como mostra a Figura 23. Podemos observar que é impossível fixar a massa de correção ( $m_c$ ) com o raio e fase calculados. Nesse caso, devemos dividir a massa de correção em duas e fixar nas duas pás mais próximas ao ponto calculado. Olhando para o ventilador a ser equilibrado, facilmente conseguimos saber os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$ . Como não podemos mudar a posição das pás do ventilador, devemos calcular a magnitude para as massas de correção ( $m_{c1}$  e  $m_{c2}$ ) para cada pá mais próxima do ponto calculado através das fórmulas abaixo.

$$m_{c1} = m_c \times \frac{\sin(\beta)}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (11)$$

$$m_{c2} = m_c \times \frac{\sin(\alpha)}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (12)$$



#### **2.3.5.2. Escolha do ponto de medição**

O processo de equilibragem no local é normalmente feito sem desmontar o equipamento, ou seja, o equipamento encontra-se fixo nos seus apoios, na sua estrutura e ligados a outros equipamentos que fazem parte da sua estrutura. Por isso, não é uma tarefa fácil fazer as medições diretamente no rotor (Vibro, 2018).

Assim, na maioria dos casos, a medição da vibração do desequilíbrio é feita nos rolamentos de apoio do eixo do rotor usando sensores de vibração. Para o caso de um desequilíbrio estático, o ponto de medição deve estar o mais próximo possível do plano de correção do rotor (Vibro, 2018).

Depois de escolhido o ponto de medição deve-se analisar a orientação de medição, apesar de ser possível medir em qualquer direção (vertical, horizontal e axial), é recomendável fazer a medição numa direção que apresente uma maior amplitude e frequência de vibração. Em muitas máquinas esta direção é a horizontal (Vibro, 2018).

No ponto de medição deverá ser marcado com uma caneta permanente a direção em que será colocado o sensor para o processo de equilibragem (Vibro, 2018).

#### **2.3.5.3. Velocidade de equilibragem**

A velocidade de equilibragem é um dos parâmetros mais importantes a serem escolhidos por ter uma grande influência no efeito do desequilíbrio, ou seja, na força centrífuga causada pelo desequilíbrio.

Durante o processo de equilibragem a velocidade escolhida deverá ser a mais alta velocidade operacional do rotor. Se o rotor tiver um grande desequilíbrio dever-se-á primeiro fazer uma equilibragem inicial numa velocidade de rotação baixa, garantir que esta velocidade não seja uma velocidade crítica (de modo a evitar ressonância) e só depois passar para a máxima velocidade operacional. Tudo isso para evitar possíveis graves danos ao equipamento durante a equilibragem (Vibro, 2018).

#### 2.3.5.4. Escolha da massa de teste

Se estamos neste ponto é porque já conhecemos a posição angular do desequilíbrio, calculada com ajuda do acelerômetro e o sensor de fase.

A massa de teste é uma massa que é temporariamente adicionada no plano de correção do rotor, numa posição angular com 180° de desfasamento da posição do desequilíbrio, durante o processo de equilibragem no local (para um método que usa o ângulo de fase). Tem como principal objetivo determinar a relação entre o desequilíbrio e a vibração do rotor. Para uma equilibragem estática num só plano, uma única massa de teste é necessária para a equilibragem (Vibro, 2018).

Afim de evitar efeitos colaterais indesejados durante a equilibragem, a massa de teste deve ser suficientemente grande para causar uma variação na resposta do sistema (30% na variação da amplitude e 30% na variação da fase) e suficientemente pequena para não aumentar mais ainda no desequilíbrio ao ponto de danificar o equipamento (10% do peso do rotor suportado em cada apoio) (Sampaio, 2013).

No caso de não termos experiências passadas com o rotor e tivermos dificuldades em calcular a massa de teste, podemos calculá-la através da seguinte fórmula:

$$m_t = \frac{30 \cdot M_r}{r_t}$$

Onde:

$M_r$  = massa total do rotor [kg];

$m_t$  = massa de teste [g];

$r_t$  = raio onde será adicionada a massa de teste [mm].

Esta fórmula não garante o rigor necessário para o processo de equilibragem, no entanto, só a podemos utilizar no caso de não ser possível com o método anterior. É importante referir que se a massa de teste for maior do que o necessário poderá causar uma vibração não linear (Manni, 1999).

Em alguns casos, é possível que a vibração reduza tanto quanto o necessário depois de adicionarmos a massa de teste. Neste caso, podemos mantê-la no rotor como uma massa de correção.

#### **2.3.6. Equilibragem em dois planos**

Segundo a norma MIL-STD-167-1A, define equilibragem em dois planos como: “um conjunto de procedimentos com o qual a distribuição de massa de um rotor rígido é ajustado por forma a garantir que o desequilíbrio residual dinâmico fique dentro dos valores limites especificados” (MIL-STD-167-1A, 2005a).

A equilibragem em dois planos é necessária quando o rotor a ser equilibrado for um rotor do tipo rolo e que, devido a sua construção, é impossível ter acesso ao seu plano de centro de massa no caso de um desequilíbrio estático (Roque, 2002).

Os procedimentos a seguir para a preparação deste tipo de desequilíbrio são parecidos com os procedimentos de equilibragem num só plano com fase mas com a necessidade de mais um sensor de vibração (um para cada plano de equilibragem ou apoio) e com a necessidade, também, de duas massas de testes (Roque, 2002).

##### **2.3.6.1. Escolha dos planos de correção**

Dependendo da forma do rotor e do tipo de desequilíbrio que este apresenta, podemos ter mais ou menos dificuldades na selecção dos dois planos de correção do desequilíbrio (Vibro, 2018).

Para uma equilibragem em dois planos, teoricamente, para se obter melhores resultados, os dois planos de equilibragem devem estar suficientemente afastados e igualmente distanciados do centro geométrico do rotor. Para eliminar a necessidade de grandes massas de teste e de correção o raio de fixação da massa de correção deve ser suficientemente grande para produzir o mesmo efeito de uma massa de correção maior num raio mais pequeno.

Relativamente à escolha do ponto de medição, velocidade de equilibragem e a massa de teste os procedimentos são idênticos aos procedimentos da equilibragem num só plano.

### 3. Deteção do desequilíbrio por medição de vibrações

O processo de equilibragem tem o objetivo de diminuir a esforço nos apoios, consequentemente, aumentando a sua vida útil e reduzir as amplitudes de vibração para níveis aceitáveis.

Normalmente, o limite de vibração aceitável de uma determinada máquina rotativa deve ser definido e fornecido pelo fabricante. No caso de não termos essa informação, consoante o tipo de máquina, tamanho, configuração e montagem, recorre-se às normas e regras de sociedades classificadoras.

#### 3.1. Norma ISO 1940/1

A norma ISO 1940/1, na sua tabela de graus de equilibragem, agrupou todos os rotores rígido em função dos seus graus de equilibragem. O grau de equilibragem (G) é um número que indica o rigor de equilibragem de uma determinada máquina rotativa. Quanto menor for o grau de equilibragem menor será o desequilíbrio residual máximo permissível para a máquina em questão. A unidade de medida do grau de equilibragem (G) é  $mm/s$  que corresponde ao valor da amplitude de vibração máxima em velocidade admissível para o rotor, rodando livremente no espaço à máxima velocidade de serviço (Manni, 1999).

O grau de equilibragem pode ser calculado através das seguinte equações:

$$G = \frac{m_{dper} \cdot r_d \cdot N}{9549 \cdot M_r} \quad (13)$$

$$G = \frac{e_{per} \cdot \omega}{1000} \quad (14)$$

Em que:

$M_r$  – massa do rotor em  $[kg]$ ;

$m_{dper}$  – massa de desequilíbrio máxima permissível  $[g]$ ;

$r_d$  – raio do desequilíbrio em  $[mm]$ ;

$e_{per}$  – excentricidade máxima admissível em  $[g \cdot mm/kg]$  ou  $[\mu m]$ ;

$\omega$  – velocidade angular em  $[rad/s]$ .

Para a ISO 1940/1 a tolerância ao desequilíbrio para um determinado rotor rígido é quantificado pelo valor da excentricidade máxima admissível do rotor à sua velocidade máxima operacional. Como podemos ver no diagrama em anexo B.

Podemos observar na tabela em anexo A que, à direita da coluna correspondente ao grau de equilibragem, temos uma coluna intitulada “*Product of the Relationship*”, esta coluna mostra que o grau de equilibragem (G) corresponde à amplitude de vibração máxima em velocidade ( $mm/s$ ) causada pelo desequilíbrio residual. Por exemplo:  $G\ 2.5 \rightarrow 2.5\ mm/s$  (Standard, 2003).

O diagrama em anexo B dá-nos o desequilíbrio residual máximo permissível em função da máxima velocidade operacional do rotor ( $RPM$ ) e do grau de equilibragem para o equipamento. O desequilíbrio residual máximo permissível é apresentado em unidade de  $g \cdot mm/kg$ , que é igual em valor numérico à excentricidade máxima permissível ( $e_{per} [\mu m]$ ). O desequilíbrio residual máximo permissível especifica o desequilíbrio por unidade de massa do rotor. É importante referir que as tolerâncias da ISO 1940/1 são recomendadas para rotores rígidos.

Podemos observar no diagrama em anexo B que, para um mesmo rotor com um determinado grau de equilibragem, quanto maior for a velocidade máxima operacional do rotor, menor será o máximo desequilíbrio residual permissível.

Segundo a ISO 1940/1, uma máquina rotativa considera-se equilibrada se o desequilíbrio residual for menor ou igual ao desequilíbrio residual máximo permissível (Standard, 2003).

### **3.2. Norma ISO 10816**

A Norma ISO 10816 está dividida em diversas partes relativamente às várias máquinas que existem. A primeira parte refere-se às diretrizes gerais, sendo esta, a mais relevante para a compreensão das outras partes pois apresenta os requisitos essenciais para a medição de vibrações.

Segundo esta norma, a amplitude da vibração é definida, em geral, como

velocidade ( $mm/s$ ) RMS de banda larga na faixa de frequência especificada (normalmente num intervalo de 10 à 1000 Hz) (Standard, 1995).

São utilizados dois critérios para avaliar a severidade das vibrações nas várias classes de máquinas. Um critério considera a amplitude absoluta da vibração observada e o outro critério considera o valor da alteração de amplitude, independentemente de ser aumento ou diminuição (Standard, 1995).

Relativamente ao primeiro critério de avaliação apresentada a amplitude de vibração observada é avaliada em relação a quatro zonas estabelecidas a partir da experiência internacional (Standard, 1995):

- Zona A: as máquinas recentemente colocadas em serviço seriam normalmente abrangidas por esta zona.
- Zona B: as máquinas com vibrações dentro desta zona são normalmente consideradas aceitáveis para um funcionamento sem restrições a longo prazo.
- Zona C: as máquinas com vibrações dentro desta zona são normalmente consideradas insatisfatórias para um funcionamento contínuo a longo prazo. Em geral, a máquina pode funcionar durante um período limitado nesta condição até que surja uma oportunidade adequada de ação correctiva.
- Zona D: os valores de vibração dentro desta zona são normalmente considerados suficientemente severos para causar danos à máquina.

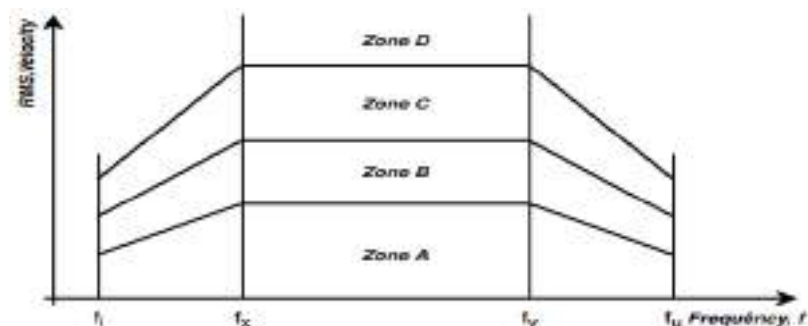


Figura 24 - Forma geral dos critérios de aceitação da velocidade de vibração (Standard, 1995)

A ISO 10816 estabelece dois limites operacionais de vibração para o funcionamento a longo prazo das máquinas, cujos limites assumem a forma de alerta (ALARM) e de perigo (TRIP) (Standard, 1995). O alerta (ALARM) é para dar o aviso de que um valor definido de vibração foi atingido ou que ocorreu uma alteração significativa a qual deve-se definir uma ação corretiva podendo, em geral, a operação continuar por um determinado período enquanto são realizadas investigações para identificar a razão da alteração das amplitudes de vibração (Standard, 1995). O limite de perigo (TRIP) é para especificar a amplitude de vibração para além da qual o funcionamento continuado da máquina pode causar avarias, devendo ser tomadas medidas imediatas para reduzir as vibrações ou a máquina parada (Standard, 1995).

Em anexo na primeira parte da norma encontramos as máquinas divididas em 4 classes (Standard, 1995):

- Classe I: Peças individuais de motores e máquinas, integralmente ligadas à máquina completa no seu estado normal de funcionamento como por exemplo os motores elétricos com potência até 15 kW são exemplos típicos de máquinas desta categoria);
- Classe II: Máquinas de média dimensão (normalmente motores elétricos de 15 kW a 75 kW de potência) sem apoios ou suportes especiais, motores montados rigidamente ou máquinas (até 300 kW) sobre apoios especiais;
- Classe III: Grandes máquinas principais e outras máquinas de grandes dimensões com massas rotativas montadas em apoios, que são relativamente rígidas no sentido das vibrações;
- Classe IV: Grandes máquinas principais e outras máquinas de grandes dimensões com massas rotativas montadas em apoios relativamente flexíveis no sentido das medições das vibrações (por exemplo, conjuntos de turbogeradores e turbinas a gás com potências superiores a 10 MW).

Os valores aplicados a cada zona são apresentados quantitativamente no quadro em baixo com a divisão das máquinas nas quatro classes.



R.m.s. vibration velocity mm/sec	up to 15 kW Class I	15 to 75 kW Class II	> 75 kW (rigid) Class III	> 75 kW (soft) Class IV
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8	C	C	C	C
4,5				
7,1	D	D	D	D
11,2				
18				
28				
45				

Tabela 3 - Limites de amplitudes de vibração para diferentes classes (Standard, 1995)

### 3.3. Norma MIL-STD-167-1A

Esta norma refere às vibrações mecânicas de equipamentos que estão a bordo dos navios e está aprovada para o uso pelo Comando de Sistemas do Mar Naval, Departamento da Marinha e está disponível para uso por todos os Departamentos e Agências do Departamento de Defesa dos EUA (MIL-STD-167-1A, 2005a).

Os métodos de teste especificados são aplicáveis aos equipamentos de bordo sujeitos a vibrações mecânicas do ambiente e à excitação interna causada pelos componentes rotativos desequilibrados dos equipamentos de bordo (MIL-STD-167-1A, 2005b). Por outro lado, para as vibrações mecânicas associadas à máquinas alternativas e vibrações laterais e longitudinais do sistema de propulsão e dos eixos, consulte-se a MIL-STD-167-2 (MIL-STD-167-1A, 2005b).

De acordo com esta norma, a amplitude da vibração é definida como o valor de deslocamento pico (mm ou polegadas) para as máquinas rotativas que trabalham na faixa de frequência de 1 à 1000 Hz.

Segundo a norma, num rotor rígido, o desequilíbrio pode ser corrigido em quaisquer dois planos selecionados arbitrariamente e, após a correção, o seu desequilíbrio residual não deve exceder a tolerância permitida, em relação ao eixo do rotor, em qualquer velocidade até à velocidade máxima de serviço (MIL-STD-167-1A, 2005a).

Os valores limite de amplitude de vibração na gama de frequência de 1 à 1000 Hz podem ser extraídos na figura abaixo.

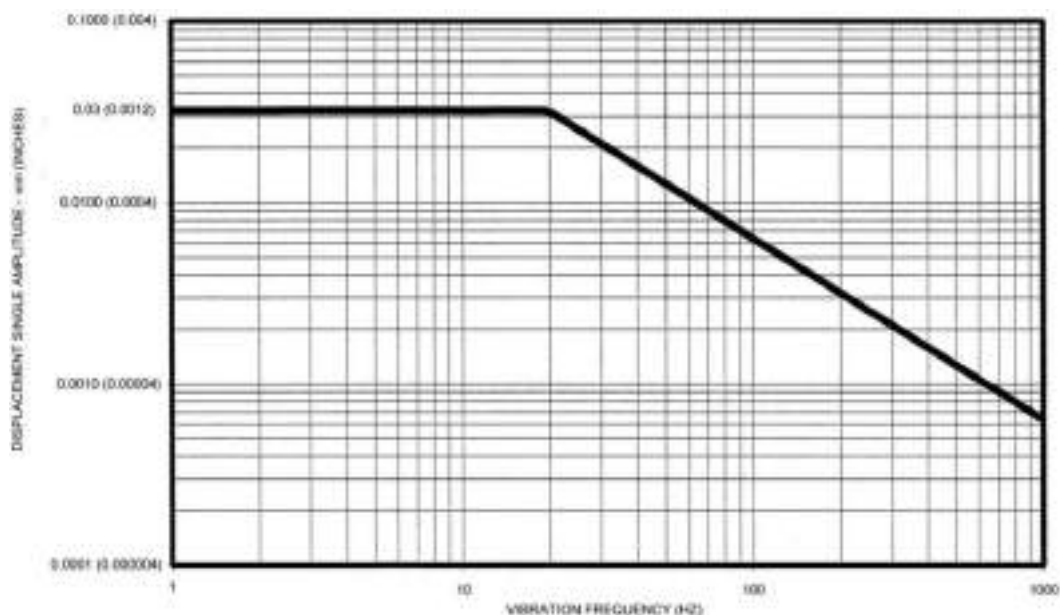


Figura 25 - Limites de vibração para máquinas rotativas (MIL-STD-167-1A, 2005a)

### 3.4. Sociedade classificadora ABS (American Bureau of Shipping)

Atualmente, a ABS encontra-se na primeira posição na tabela das organizações reconhecidas com alto nível de desempenho efetivo até 1 de julho de 2020 como pode ser visto no quadro em anexo E. As orientações da ABS sobre vibrações dos navios foram desenvolvidas para fornecer orientações específicas sobre o projeto, análise, procedimentos e critérios de medição a fim de atingir o objetivo de limitar as vibrações dos navios a níveis aceitáveis (American Bureau of Shipping, 2018).

A regra fornece critérios de aceitação de vibração que abrangem três áreas como referência (American Bureau of Shipping, 2018):

- Limites de vibração para tripulação e passageiros;
- Limites de vibração para estruturas locais;
- Limites de vibração para máquinas.

Os critérios reais de aceitação de vibração devem ser determinados, com base nas especificações do navio e nas especificações do fabricante (American Bureau of Shipping, 2018).

De acordo com esta regra, a amplitude da vibração é definida como o valor de velocidade ( $mm/s$ ) RMS para as máquinas rotativas que trabalham na faixa de frequência de 1 à 1000 Hz, como por exemplo: bombas centrífugas, motores, compressores, e ventiladores (American Bureau of Shipping, 2018).

A aplicação dos limites de vibração podem variar dependendo do tipo, tamanho, configuração e montagem da máquina, sendo que (American Bureau of Shipping, 2018):

- Para máquinas alternativas, a vibração em todas as direcções deve ser menor que 10  $mm/s$  RMS;
- Para máquinas rotativas, a vibração em todas as direcções deve ser menor que 9  $mm/s$  RMS; sendo este o valor limite utilizado na comparação com as outras normas e regras.

### **3.5. Sociedade classificadora DNV-GL (Det Norske Veritas – Germanischer Lloyd)**

A Sociedade Classificadora DNV-GL encontra-se na segunda posição na tabela das organizações reconhecidas com alto nível de desempenho efetivo até 1 de julho de 2020 como pode ser visto no quadro em anexo E (MoU, 2020). A Sociedade Classificadora DNV-GL classifica os navios consoante três notações de classe (*Class Notations*) baseando nas características que estes navios apresentam e foram aprovadas: CONF (conforto), VIBR (vibração) e SAFEFLASH (condições seguras de trabalho em operações de segurança em contentores) (DNV-GL, 2019).

O objetivo da notação de classe de vibração é reduzir o risco de falha em máquinas, componentes e estruturas a bordo dos navios causado por vibração excessiva, sendo isso, alcançado através de um plano proactivo e sistemático e medição dos principais sistemas a bordo (DNV-GL, 2019).

Os limites de vibração são, em geral, indicados como velocidade de vibração RMS, sendo também, para alguns componentes, especificado o limite de deslocamento RMS máximo admissível na gama de baixa frequência e a aceleração RMS na gama de alta frequência (DNV-GL, 2019).

Segundo a DNV-GL, para as máquinas, deve-se ter em conta os parâmetros para a realização de medições, especificamente a gama de frequência que é normalmente de 1 à 200 Hz a menos que seja indicado para componentes especiais (DNV-GL, 2019).

Os níveis excessivos de vibração não serão normalmente aceites, por isso, a norma pode exigir a realização de medições mais extensivas e frequentes ou a instalação de algum tipo de monitorização (DNV-GL, 2019).

Os critérios são aplicáveis à todas as velocidades e cargas de funcionamento admissíveis das máquinas e componentes em condições de funcionamento estável. Os valores limite apresentados na Tabela 4 são referentes à motores elétricos, separadores, bomba hidráulica à motor e ventiladores não instalados em motores alternativos (DNV-GL, 2019):

Indicador de dano	Direção	Faixa de frequência	Valor Limite
Velocidade RMS	H V A	4 – 200 Hz	7 mm/s (excitação interna)
			12 mm/s (excitação externa)

Tabela 4 - Limites de vibração para máquinas (DNV-GL, 2019)

#### 4. Métodos de equilibragem

Neste capítulo abordaremos os diferentes métodos de equilibragem que podem ser aplicados durante uma equilibragem no local utilizando instrumentos portáteis de medição. Os métodos apresentados serão para equilibragem num plano e em dois planos.

Os instrumentos modernos de equilibragem usam as transformadas discretas de Fourier (DFT) para a filtragem do sinal devido a influência da vibração de outros equipamentos no sinal da frequência de rotação da máquina. Esta filtragem é feita pela multiplicação digital do sinal medido por uma função seno e cosseno, com isso, é determinada a frequência de vibração e mostrada no display do instrumento de medição o desequilíbrio e o seu ângulo de fase. Para a medição do ângulo de fase o instrumento usa o sensor de referência, que pode ser um sensor fotoelétrico ou uma lâmpada estroboscópica (através do ângulo de fase conseguimos calcular a posição do desequilíbrio) (Vibro, 2018).

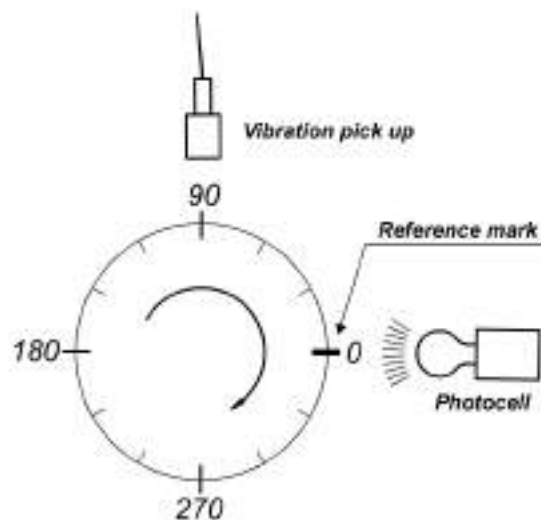


Figura 26 - Exemplo do cálculo do ângulo de fase

Normalmente, os ângulos são medidos no sentido contrário à rotação do motor mas também podem ser medidos no sentido de rotação.

A fita refletora (reference mark) deve corresponder ao ângulo zero (Manni, 1999).

## 4.1. Métodos de equilibragem num plano

### 4.1.1. Equilibragem num plano com medição de fase

Para se fazer uma equilibragem utilizando este método é necessário que tenhamos connosco um sensor de medição de vibração, um sensor de fase (fotoelétrico) e uma fita reflectora.

Os procedimentos para a equilibragem do exemplo escolhido teve como base os valores limites da norma ISO 1940/1.

O objetivo deste método é, através das informações dos dois sensores, calcular a massa de correção e o seu respectivo ângulo de fase. Para isso, é necessário proceder da seguinte forma:

- Identificar o grau de equilibragem para o equipamento a ser equilibrado na tabela de grau de qualidade da norma ISO 1940/1 em anexo A;
- Com o grau de equilibragem e a máxima velocidade operacional de rotação do equipamento extraímos a excentricidade máxima admissível,  $e_{per} [\mu m]$  ou  $e_{per} [g \cdot mm/kg]$  no diagrama em anexo B;
- Devemos conhecer a massa total do rotor  $M_t[kg]$ ;
- Fixamos a fita refletora no rotor e fixamos os dois sensores de modo a conseguirem fazer a leitura sem impedir a rotação do rotor e extraímos, sem a massa de teste, o efeito do desequilíbrio original  $V_d[mm/s]$  e o seu ângulo de fase tendo como referência a fita reflectora  $\phi_d[^\circ]$ ;

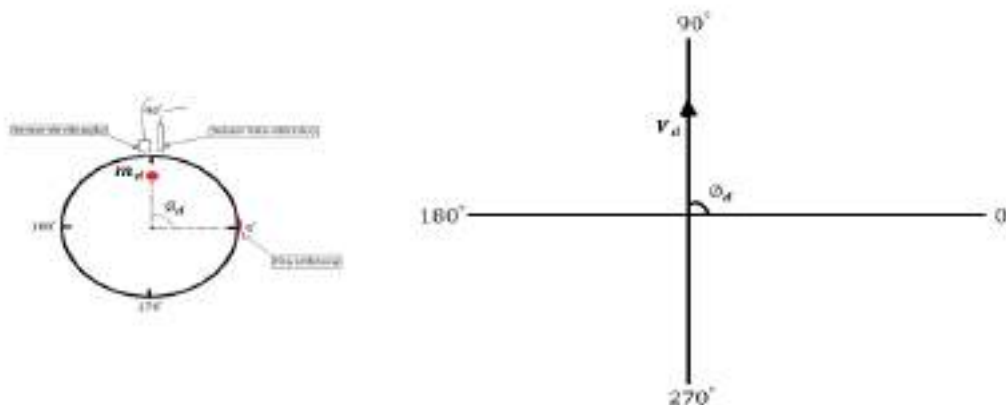


Figura 27 - Efeito do desequilíbrio original

- À seguir, fixamos a massa de teste  $m_t[g]$ , num raio  $r[mm]$ , numa posição angular a nossa escolha, medimos a amplitude e fase da vibração ( $\vec{V}_{d+t} = V_{d+t} \angle \phi_{d+t}$ ), em que, a amplitude corresponde ao resultado da soma da amplitude do efeito  $V_d$  com o efeito da massa de teste  $V_t$ .

$$V_d + V_t = V_{d+t} \quad (15)$$

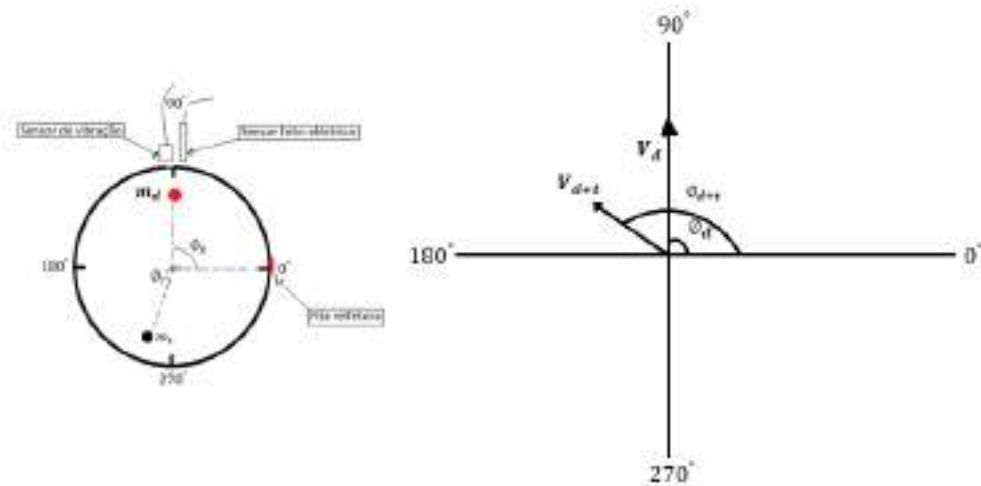


Figura 28 - Amplitude e fase da vibração com a massa de teste adicionada

- Conhecendo os valores de  $V_d$  e  $V_{d+t}$ , através da equação acima, conseguimos calcular o valor de  $V_t$ .

$$V_t = V_{d+t} - V_d \quad (16)$$

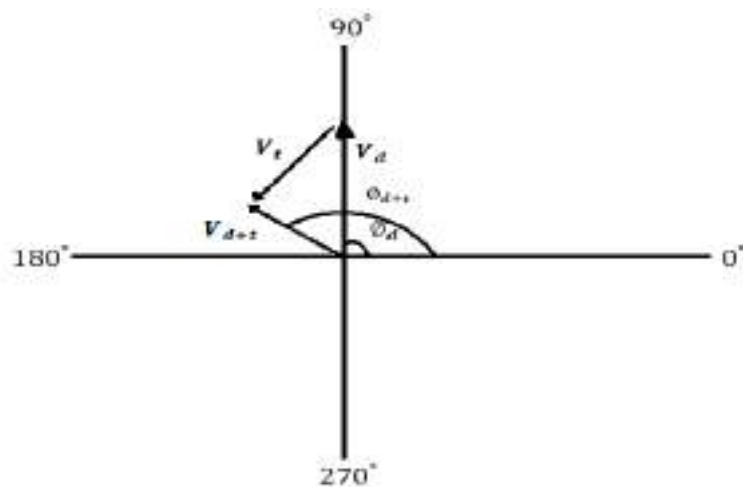


Figura 29 - Amplitude do efeito da massa de teste

- Sabemos que  $V_d$  é o efeito causado pela massa de desequilíbrio e  $V_t$  é o efeito causado pela massa de teste. Logo:

$$\frac{V_d}{m_d} = \frac{V_t}{m_t}$$

E isolando a massa de desequilíbrio temos:

$$m_d = \frac{V_d \cdot m_t}{V_t} \quad (17)$$

- Com a massa de desequilíbrio calculada, sabemos que, para equilibrar o rotor, devemos adicionar uma massa de correção ( $m_c$ ) igual à massa de desequilíbrio com um desfasamento de  $180^\circ$  da massa de desequilíbrio. Assim:

$$m_c = m_d = \frac{V_d \cdot m_t}{V_t} \quad (18)$$

- Uma vez que a massa de teste não eliminou ou reduziu consideravelmente o desequilíbrio, isso significa que ela não estava desfasada  $180^\circ$  do efeito da massa de desequilíbrio ou não era igual a massa de desequilíbrio. Como já encontrámos a massa de correção, para substituir a massa de teste deve-se também fazer uma correção no ângulo onde a massa de teste se encontrava fixada. Assim:

$$\phi_c = \phi_d + 180 - \phi_t \quad (19)$$

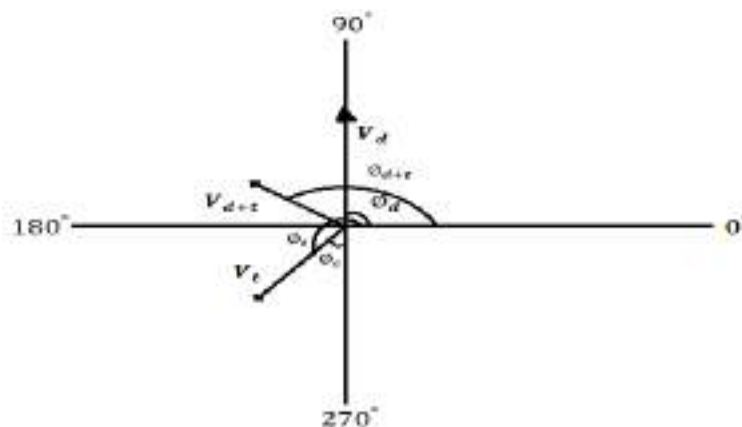


Figura 30 - Cálculo do ângulo de correção



Podemos ver na Figura 30 que o ângulo de correção é o ângulo entre a posição da massa de teste e a posição da massa de correção.

- Se depois de fixarmos a massa de correção o sensor de vibração detetar um desequilíbrio ainda não aceitável, devemos considerar a massa de correção como massa de teste e calcular, pelo mesmo procedimento que se calculou a massa de correção, uma nova massa de correção que será representada como  $m'_c$  e um novo ângulo de correção  $\phi'_c$ .
- Só podemos considerar o rotor equilibrado quando o desequilíbrio residual que este apresentar for menor ou igual ao desequilíbrio máximo admissível pela norma a ser usada.

$$U_{res} \leq U_{per}$$

#### 4.1.2. Equilibragem num plano sem medição de fase – Método gráfico (A)

Este é um método também conhecido como método de equilibragem em três pontos. É um método muito usado quando se tenta equilibrar uma máquina com um instrumento portátil de equilibragem que não tenha um sensor fotoelétrico ou um outro sensor de medição de fase ou quando, devido à geometria da máquina, é impossível montar um sensor o sensor de medição de fase.

Para aplicar este método devemos seguir os seguintes passos (Ford, 2001):

1. Com o rotor a operar a velocidade normal de funcionamento, medimos a amplitude de vibração e definimos como  $V_d$ ;
2. Desenhamos um círculo de raio  $V_d$  como podemos ver na Figura 31;

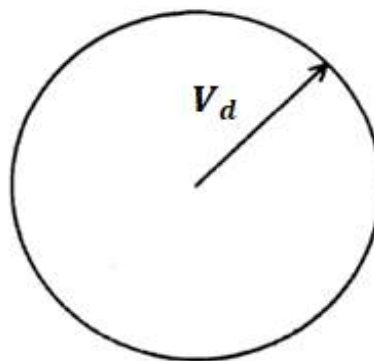


Figura 31 - Círculo da vibração original (Ford, 2001)

3. Paramos a máquina e marcamos na circunferência três pontos; A, B e C desfasados entre si, aproximadamente  $120^\circ$ . Estes três pontos não precisam estar desfasados exactamente à  $120^\circ$ , o importante é conhecermos a posição angular de cada ponto. Para mostrar que não é necessário os pontos estarem desfasados exactamente à  $120^\circ$ , no exemplo utilizaremos um desfasamento diferente de  $120^\circ$ ;

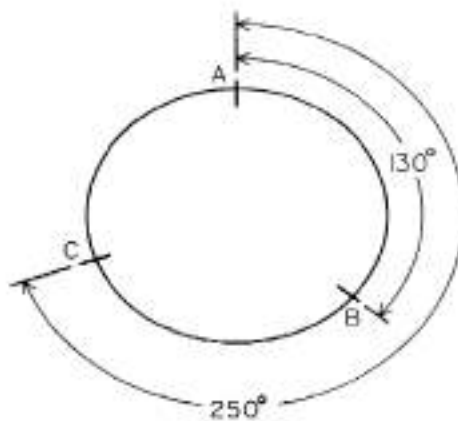


Figura 32 - Marcação dos três pontos (Ford, 2001)

4. Escolhemos a massa de teste e a fixamos no ponto A marcado no rotor;
5. Ligamos novamente a máquina à velocidade normal de funcionamento e medimos a amplitude de vibração com a massa de teste fixada no ponto A,  $V_A$ . Por exemplo;
6. Na circunferência original, usar o ponto A como centro e desenhar uma nova circunferência de raio  $V_A$ ;

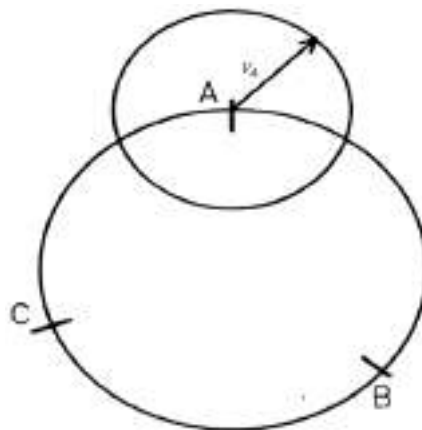


Figura 33 - Circunferência com da massa de desequilíbrio no ponto A (Ford, 2001)

7. Paramos o rotor, retiramos a massa de teste do ponto A e fixamo-la no ponto B;
8. Ligamos novamente a máquina à velocidade normal de funcionamento e medimos a amplitude de vibração com a massa de teste fixada no ponto B,  $V_B$ . Por exemplo;
9. Na circunferência original, usar o ponto B como centro e desenhar uma nova circunferência de raio  $V_B$ ;

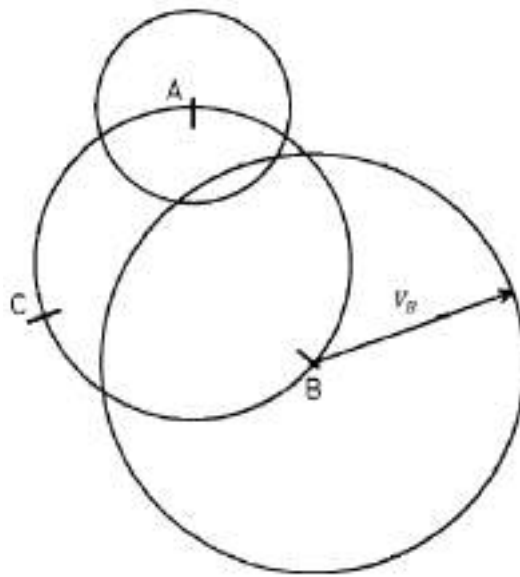


Figura 34 - Circunferência com a massa de teste no ponto B (Ford, 2001)

10. Paramos o rotor e movemos a massa de teste para o ponto C marcado no rotor;
11. Ligamos novamente a máquina à velocidade normal de funcionamento e medimos a amplitude de vibração com a massa de teste fixada no ponto B,  $V_C$ . Por exemplo;
12. Na circunferência original, usar o ponto C como centro e desenhar uma nova circunferência de raio  $V_C$ ;

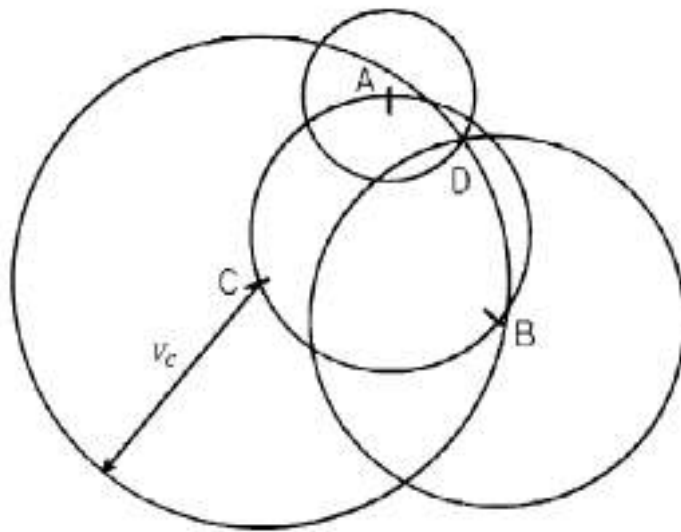


Figura 35 - Circunferência com a massa de teste no ponto C (Ford, 2001)

Note que na Figura 35 as três circunferências de centro A, B e C interceptam-se no ponto D. Quando não interceptam exatamente no mesmo ponto marcamos o ponto D no centro do triângulo formado pelas três circunferências;

13. Unimos com uma linha reta o centro O com o ponto D e definimos, para o nosso exemplo como vetor T, como podemos ver na Figura 36:

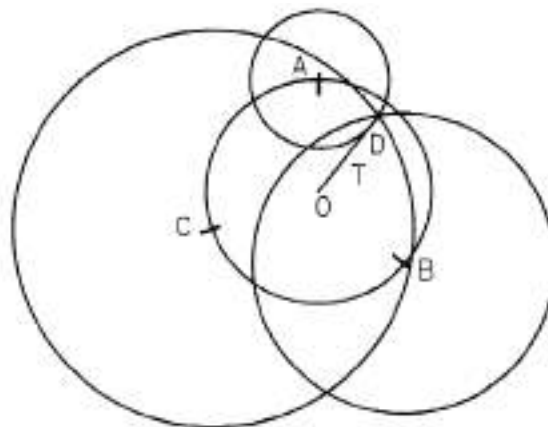


Figura 36 - Vetor T definido (Ford, 2001)

14. Medimos o comprimento do vetor T usando a mesma escala usada na construção das circunferências;

15. Para calcular a massa de correção usando a seguinte fórmula:  $m_c = m_t \times (V_d/T)$ ;
16. Para calcularmos o ângulo de fase da massa de correção basta medirmos o ângulo entre o vetor  $OA$  e o vetor  $T$ , considerando o ângulo do vetor  $OA$  como  $0^\circ$ .

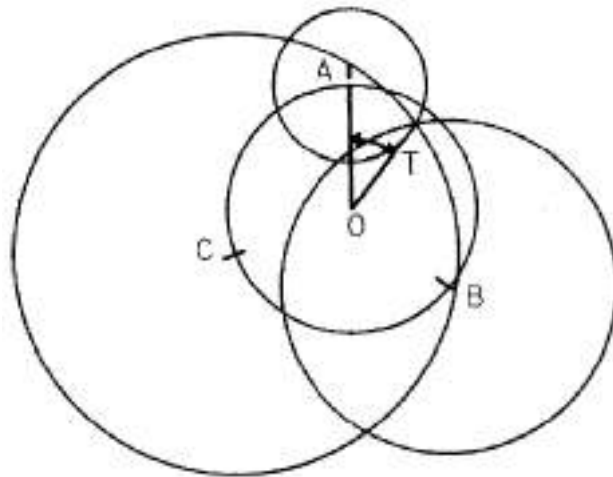


Figura 37 - Cálculo do ângulo entre o vetor  $OA$  e o vetor  $T$  (Ford, 2001)

17. Paramos a máquina, removemos a massa de teste do ponto C e fixamos a massa de correção calculada no passo 15 no ângulo de correção calculado no passo 16.

#### 4.1.3. Equilibragem num plano sem medição de fase – Método gráfico (B)

Este é um método que, a semelhança do anterior método, também torna possível a equilibrar uma máquina sem a necessidade de medição de fase. É um método que tem a desvantagem de ser muito mais demorado pela necessidade de estar constantemente a ligar e desligar o equipamento para a leitura das amplitudes de vibração com a massa de teste em diferentes ângulos de fase. O método é mais eficaz quanto menor for o intervalo entre os ângulos de fixação da massa de teste.

Para equilibrarmos um rotor usando este método devemos seguir os seguintes passos (Sampaio, 2013):

- Devemos marcar o rotor com intervalos de ângulos iguais (por exemplo  $45^\circ$ );

- Fixar a massa de teste primeiramente na posição  $0^\circ$ ;
- Ligar a máquina à velocidade de serviço;
- Medir a amplitude de vibração;
- Repetir os três passos anteriores com a massa de teste nas posições  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $225^\circ$ ,  $270^\circ$  e  $315^\circ$ ;
- Desenhar o gráfico amplitude versus ângulo.

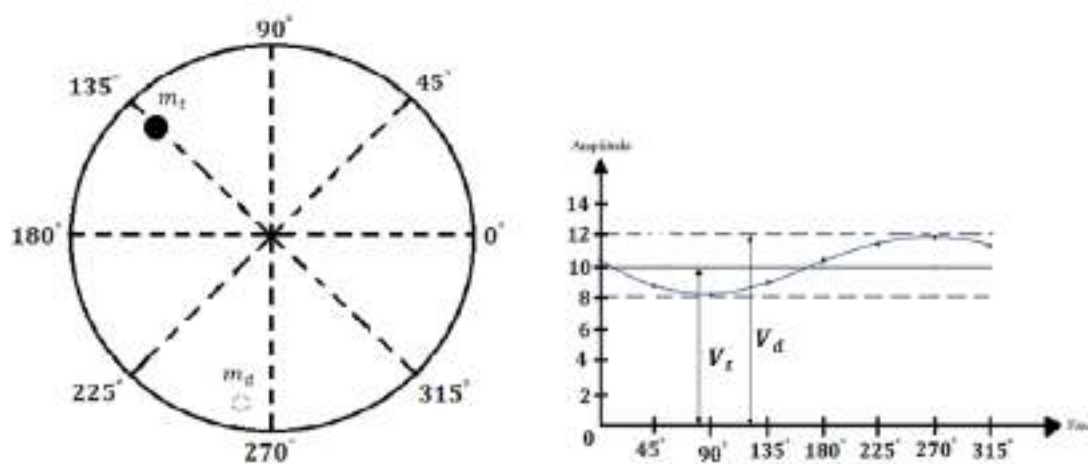


Figura 38 - Amplitude de vibração para diferentes posição da massa de teste (Sampaio, 2013)

Se a curva for aproximadamente sinusoidal, então, a massa de teste era adequada para a correção do desequilíbrio. Senão, repetir o procedimento com uma massa de teste superior ou utilizar um equipamento de medida mais sensível.

Para sabermos qual é a amplitude do efeito da massa de desequilíbrio  $V_d$ , basta medirmos a amplitude do seno.

A amplitude do efeito da massa de teste  $V_t$  é equivalente à distância entre a linha média do seno e o eixo das abcissas, como se pode observar na figura em cima.

A massa de desequilíbrio pode então ser calculada pela seguinte expressão:

$$m_d = \frac{V_d \cdot m_t}{V_t}$$

E a sua posição  $\phi_d$  corresponde ao ângulo de amplitude máxima do seno.

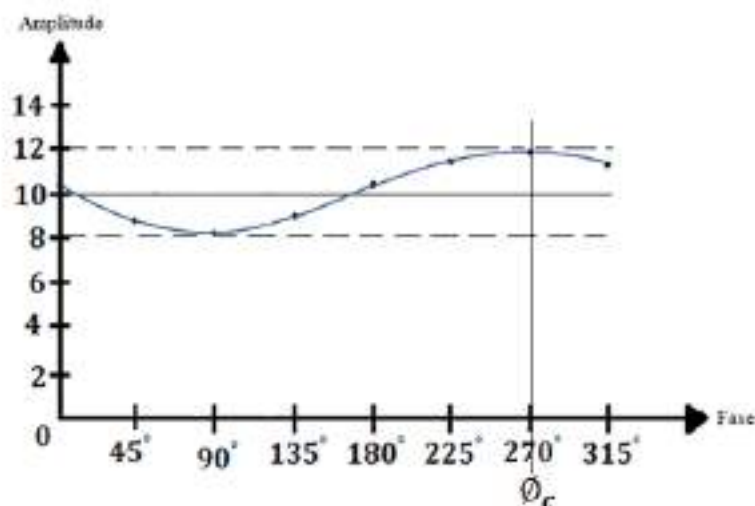


Figura 39 - Fase da massa de desequilíbrio (Sampaio, 2013)

#### 4.2. Métodos de equilibragem em dois planos

A prática de equilibragem em dois planos requer uma especial atenção devido ao *cross-effect* também conhecido como interferência do plano de correção. O *cross-effect* pode ser definido como o efeito do desequilíbrio medido num apoio que é causado pelo desequilíbrio do plano de correção oposto (Ford, 2001). Como podemos observar na figura abaixo.

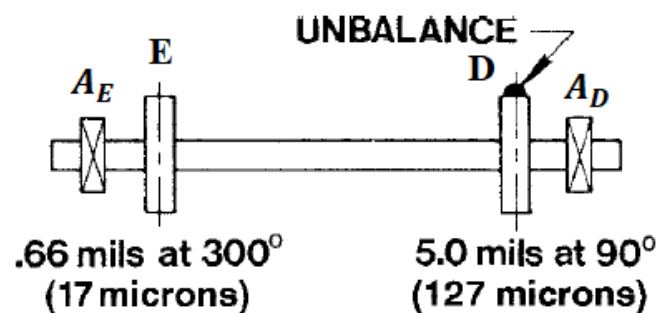


Figura 40 - Cross-effect (Ford, 2001)

Podemos observar que na Figura 40 não existe qualquer desequilíbrio no plano de correção E mas, devido ao cross-effect, existe vibração no apoio  $A_E$  provocado pelo desequilíbrio no plano de correção D.

#### 4.2.1. Equilibragem em dois planos – Método gráfico

Esta técnica de equilibragem requer apenas três leituras, ou seja, três operações de arrancar e parar a máquina através de adição de massa de teste nos dois planos de equilibragem. Este método de equilibragem usa os dois apoios do rotor para medir as amplitudes de vibração e, para tornar a equilibragem em dois planos possível em apenas três leituras, o método requer a utilização de uma tabela (Tabela 5) para o registo das amplitudes e fase lidas e para o cálculo vetorial. É preciso também folhas com gráficos polar para a construção do diagrama vetorial.

Para se aplicar este método é necessário um instrumento portátil de equilibragem com sensor de vibração e sensor de fase (Ford, 2001).

Consideremos um rotor rígido do tipo rolo apoiado em dois apoios A e B e com dois planos de correção, plano A e plano B, em que o plano A é o plano selecionado mais próximo do apoio A e o plano B é o plano selecionado mais próximo do apoio B, como mostra a Figura 41.

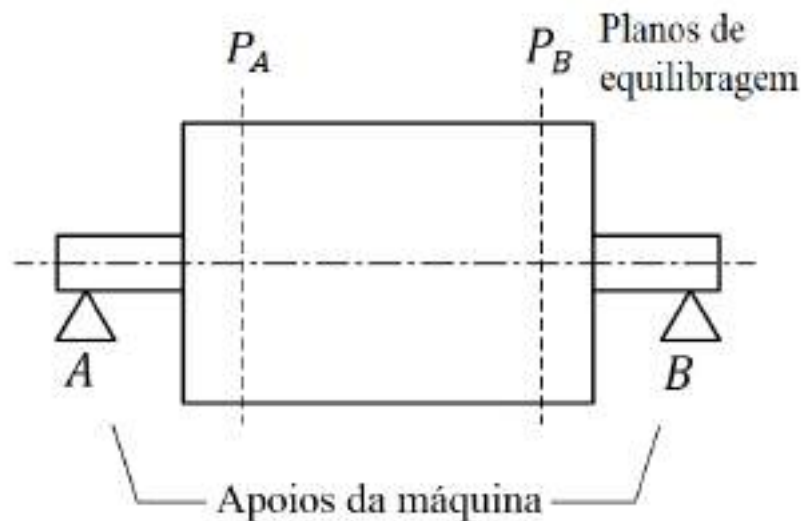


Figura 41 - Rotor rígido com dois planos de correção selecionados (Manni, 1999)

Basicamente, primeiro lemos a amplitude de vibração e a sua fase nos dois apoios da máquina e registamos esses dados na tabela. Em seguida adicionamos uma massa de teste no plano de correção A, lemos novamente a amplitude de vibração e a sua fase nos dois apoios e registamo-los na Tabela 5. Por último, removemos a massa



de teste do plano de correção A e adicionamos uma outra massa de teste no plano de correção B, novamente registamos os valores lidos nos dois apoios. Com os dados registados do desequilíbrio sem a massa de teste e com a massa de teste serão calculados uma série de vetores e com esses vetores construiremos a diagrama vetorial no gráfico polar (Ford, 2001).

É importante que as leituras sejam feitas com a maior precisão possível para se obter resultados satisfatórios.

Na Tabela 5, os dados lidos são identificados por itens para facilitar a pesquisa dos dados para os cálculos.

OPERAÇÕES	CONDIÇÕES DO ROTOR, Nº DE CORRIDAS E CÁLCULOS	SÍMB	ÍTEM Nº	ÂNGULO DE FASE	ÍTEM Nº	AMPLITUDE VIBRAÇÃO
1ª	Desequilíbrio inicial do rotor	$V_A^0$	1		2	
		$V_B^0$	3		4	
2ª	Massa de teste para o plano A	$m_{t\ PA}$	5*		6*	(g)
3ª	Amplitude de vibração do rotor com massa de teste adicionada no plano A	$V_A^1$	7		8	
		$V_B^1$	9		10	
4ª	Massa de teste para o plano B	$m_{t\ PB}$	11*		12*	(g)
5ª	Amplitude de vibração do rotor com massa de teste adicionada no plano B	$V_A^2$	13		14	
		$V_B^2$	15		16	
6ª	$N = V_A^1 - V_A^0 (V_A^0 \rightarrow V_A^1)$	N	17*		18*	
	$G = V_B^2 - V_B^0 (V_B^0 \rightarrow V_B^2)$	G	19*		20*	
7ª	$\alpha N = V_B^1 - V_B^0 (V_B^0 \rightarrow V_B^1)$	$\alpha N$	21		22	
	$\beta B = V_A^2 - V_A^0 (V_A^0 \rightarrow V_A^2)$	$\beta B$	23		24	
8ª	25 = 21 - 17	26 = 22 ÷ 18	J	25*	26*	
	27 = 23 - 19	28 = 24 ÷ 20	$\beta$	27*	28*	
	29 = 25 + 1	30 = 26 × 2	$\alpha V_A^0$	29	30	
	31 = 27 + 3	32 = 28 × 4	$\beta V_B^0$	31	32	
	$C = \beta V_B^0 - V_A^0 (V_A^0 \rightarrow \beta V_B^0)$		C	33	34	
	$D = \alpha V_A^0 - V_B^0 (V_B^0 \rightarrow \alpha V_A^0)$		D	35	36	
	37 = 25 + 27	38 = 26 × 28	$\alpha \beta$	37	38	1 unidade
9ª	Vetor unitário	U	39	0°	40	1 unidade

	$E = U - \alpha \beta (\alpha \beta \rightarrow U)$		$E$	<b>41*</b>		<b>42*</b>	
<b>10ª</b>	$43 = 33 - 41$	$44 = 34 \div 42$	$\theta A$	<b>43</b>		<b>44</b>	
	$45 = 35 - 41$	$46 = 36 \div 42$	$\emptyset B$	<b>45</b>		<b>46</b>	
	$47 = 43 - 17$	$48 = 44 \div 18$	$\theta$	<b>47</b>		<b>48</b>	
<b>11ª</b>	$49 = 45 - 19$	$50 = 46 \div 20$	$\emptyset$	<b>49</b>		<b>50</b>	
	$51 = 5 - 47$	$52 = 6 \times 48$	$m_{c\ PA}$	<b>51</b>		<b>52</b>	(g)
	$53 = 11 - 49$	$54 = 12 \times 50$	$m_{c\ PB}$	<b>53</b>		<b>54</b>	(g)
<b>12ª</b>	Verificação dos resultados						
<b>13ª</b>	Fixação das massas de correção						
<b>14ª</b>	Correção adicional						

Tabela 5 - Tabela de registo e cálculo de dados (Ford, 2001)

Os passos à seguir para esta técnica de equilibragem são os seguintes (Ford, 2001):

1. Com a máquina a funcionar à velocidade de equilibragem e o instrumento de medição devidamente calibrado à frequência de rotação da máquina, observamos o efeito da vibração inicial no apoio A ( $V_A^0$ ) e registamos a sua fase (ítem\_1) e a sua amplitude (ítem\_2) e no apoio B ( $V_B^0$ ) também registamos a fase (ítem\_3) e a amplitude (ítem\_4).
2. Paramos a máquina e a adicionamos a massa de teste no plano de correção A ( $m_{t\ PA}$ ). Registamos a a posição angular da massa de correção (ítem\_5) e a magnitude da massa de teste no ítem\_6. Os angulos são medidos no sentido horário considerando a fita refletora para o sensor de fase como zero grau.
3. Com a massa de teste no plano de correção A, arrancamos a máquina à velocidade de equilibragem e registamos os valores de fase (ítem\_7) e amplitude (ítem\_8) do efeito do desequilíbrio no apoio A ( $V_A^1$ ) e os valores de fase (ítem\_9) e amplitude (ítem\_10) do efeito do desequilíbrio no apoio B ( $V_B^1$ ).
4. Paramos a máquina e removemos a massa de teste do plano de correção A. Usando a mesma massa de teste ou uma diferente, adicionamos no

plano de correção B e registamos na tabela a posição angular (ítem\_11) da massa de teste e a sua magnitude (ítem\_12).

5. Com a massa de teste no plano de correção B, arrancamos a máquina à velocidade de equilibragem e registamos os valores de fase (ítem\_13) e amplitude (ítem\_14) do efeito do desequilíbrio no apoio A ( $V_A^2$ ) e os valores de fase (ítem\_15) e amplitude (ítem\_16) do efeito do desequilíbrio no apoio B ( $V_B^2$ ).
6. Utilizando a folha com o gráfico polar, construímos os vetores  $V_A^0$ ,  $V_B^0$ ,  $V_A^1$ ,  $V_B^1$ ,  $V_A^2$  e  $V_B^2$  com comprimentos iguais às correspondentes amplitudes e direções iguais às correspondentes fases, como podemos ver na figura em baixo. Para melhor precisão é recomendável usar uma escala consideravelmente grande.

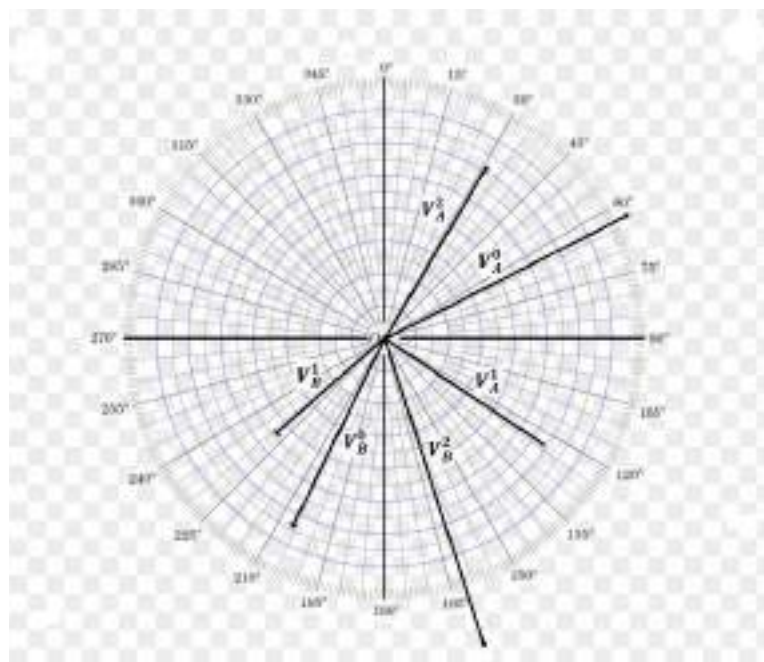


Figura 42 -Diagrama vetorial (Ford, 2001)

7. Criamos o vetor  $N$  unindo com uma linha reta com origem na extremidade do vetor  $V_A^0$  e fim na extremidade do vetor  $V_A^1$ , ou seja,  $N = (V_A^0 \rightarrow V_A^1)$ . Esta notação indica a direção do vetor  $N$ , a origem e a sua extremidade. Como podemos observar na figura em baixo. A direção é muito importante para sabermos a fase do vetor  $N$  (ítem\_17). Para sabermos a direção,

basta traçarmos uma reta paralela ao vetor  $N$  com a origem do vetor a coincidir com a origem do gráfico polar. Para o nosso exemplo, o vetor  $N$  tem uma fase de  $201^\circ$ , valor será registrado no ítem\_17. Conhecendo a escala do diagrama e medindo o comprimento do vetor  $N$  teremos a amplitude do vetor  $N$  e será registrado no ítem\_18. No nosso exemplo a amplitude do vetor  $N$  é de 0.19304 mm.

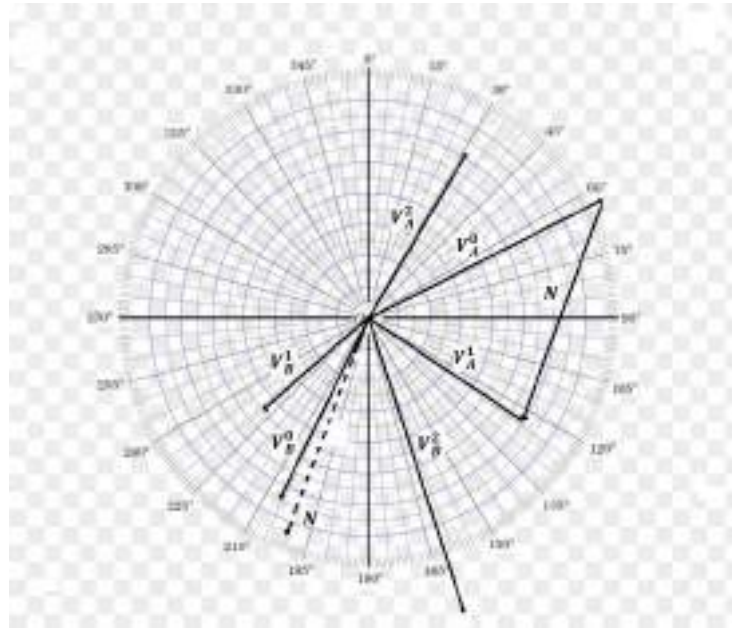


Figura 43 - Amplitude e fase do vetor  $N$  (Ford, 2001)

De igual modo criamos: o vetor  $G = (V_B^0 \rightarrow V_B^2)$  e registamos a fase e a amplitude nos ítems 19 e 20 respectivamente; vetor  $\alpha N = (V_B^0 \rightarrow V_B^1)$  com fase e amplitude nos ítems 21 e 22, respectivamente e o vetor  $\beta B = (V_A^0 \rightarrow V_A^2)$  com fase e amplitude nos ítems 23 e 24, respectivamente.

8. Para a obtenção dos valores correspondentes aos vetores  $j, \beta, \alpha V_A^0$  e  $\beta V_B^0$  (ítems 25, 26, 27 até 32), devemos resolver os cálculos que se encontram na tabela. Por exemplo: A fase no vetor  $J$  na tabela (ítem\_25) a subtração entre o ítem\_21 e o ítem\_17 ( $25 = 21 - 17$ ) e a sua amplitude (ítem\_26) será a razão entre o ítem\_22 e o ítem\_18, ( $26 = 22 \div 18$ ).

Durante os cálculos, é possível obter valores negativos para a fase ou fases superiores à  $360^\circ$ . Nestes casos, se a fase for negativa, por exemplo  $-35^\circ$ ,

podemos converter numa fase positiva subtraindo ao  $360^\circ$  ( $360^\circ - 35^\circ = 325^\circ$ ). Se a fase for maior que  $360^\circ$ , subtraímos deste valor  $360^\circ$ , ( $463^\circ - 360^\circ = 103^\circ$ ).

9. Com os valores das fases e amplitudes já calculados, construímos no gráfico polar os vetores  $\propto V_A^0$  e  $\beta V_B^0$ , usando a mesma escala dos vetores até então construídos.
10. Usando os mesmos procedimentos para a construção dos vetores  $N$  e  $G$  no passo 7 em cima, construímos os vetores  $C = (V_A^0 \rightarrow \beta V_B^0)$  e  $D = (V_B^0 \rightarrow \propto V_A^0)$ , obtemos os itens 33, 34, 35 e 36 e registamo-los na tabela.
11. Para calcularmos os valores dos itens 37 e 38, fase e amplitude do vetor  $\propto \beta$ , basta resolvermos os cálculos que constam na tabela, de igual modo que o passo 8.
12. Numa nova folha com o gráfico polar, construímos o vetor unitário ( $U$ ), com comprimento de 1 unidade com uma fase de  $0^\circ$ . Note que os valores de fase e amplitude do vetor unitário já estão prê-definidos na tabela (item\_39 e item\_40). O vetor  $U$  tem sempre um comprimento de 1 unidade e uma fase de  $0^\circ$  para esse método de equilibragem. É recomendável usar uma escala de 1 unidade = 63.5 mm.  
Não confundir a escala utilizada para o cálculo dos anteriores vetores com a escala do vetor unitário.
13. No gráfico polar com o vetor unitário, respeitando a escala do vetor unitário, construir o vetor  $\propto \beta$  com a fase e amplitude calculadas no passo 11. Não se esquecer de ajustar a amplitude do vetor  $\propto \beta$  à escala do vetor unitário, como podemos ver na figura abaixo.
14. Seguindo os mesmos procedimentos usados na construção dos vetores  $N$  e  $G$  no passo 7, construir o vetor  $E = (\propto \beta \rightarrow U)$  e registar a sua fase e amplitude nos itens 41 e 42, respectivamente.

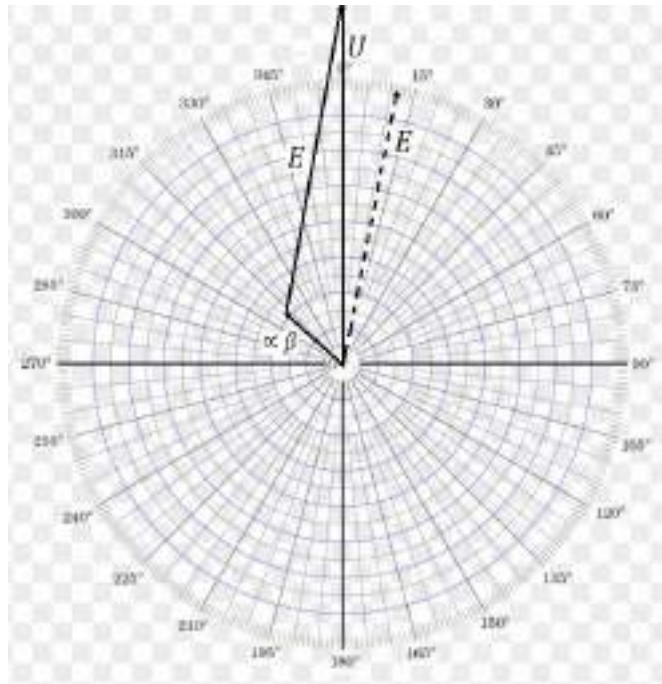


Figura 44 - Vetor unitário (Ford, 2001)

15. Para obtermos a fase e a amplitude dos vetores  $\theta A$ ,  $\phi B$ ,  $\theta$  e  $\phi$  (ítems 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49 e 50), basta resolvermos os cálculos na tabela para cada vetor, tal como se fez no passo 8. Os ítems 51 e 52 correspondem à posição angular e a magnitude, respectivamente, da massa de correção do plano de correção A ( $m_{C\_PA}$ ) e os ítems 53 e 54 correspondem à posição angular e a magnitude, respetivamente, da massa de correção do plano de correção B ( $m_{C\_PB}$ ). Os ângulos para a massa de correção são contados no sentido horário desde a marca de referência (fita refletora) do sensor de fase.
16. Antes de se adicionar as massas de correção, com os valores indicados nos ítems 51, 52, 53 e 54, é recomendável construir um novo diagrama numa nova folha com o gráfico polar para verificar se não houve nenhum erro cometido durante o processo.
  - a) No novo gráfico polar, construir o vetor  $\theta A$  com a fase e a amplitude nos ítems 43 e 44; e construir o vetor  $\phi B$  (ítem\_45 e ítem\_46) usando a mesma escala dos vetores  $V_A^0$  e  $V_B^0$ .

- b) Criamos um novo vetor  $OB$  (não consta na tabela), em que a sua fase corresponde à soma do valor do ítem\_49 com o valor do ítem\_21 ( $\text{ítem\_49} + \text{ítem\_21}$ ) e a sua amplitude = ( $\text{ítem\_50} \times \text{ítem\_24}$ ).
- c) De igual modo criamos um novo vetor  $OC$  (não consta na tabela), em que a fase = ( $\text{ítem\_47} + \text{ítem\_21}$ ) e amplitude = ( $\text{ítem\_40} \times \text{ítem\_22}$ ).
- d) Usando os valores calculados nas alíneas a) e b), construir os vetores  $OB$  e  $OC$  no gráfico polar usando a mesma escala dos vetores  $\theta A$  e  $\emptyset B$ , como podemos ver na Figura 45.
- e) Construir o vetor  $X$ , resultado da soma dos  $OB$  e  $OC$ . A soma é feita completando o paralelogramo como mostra a Figura 46. O vetor  $X$  será a diagonal do paralelogramo que interceta a origem "O" do gráfico polar. O vetor  $X$  deverá ter um comprimento igual e sentido oposto ao vetor  $V_A^0$ .
- f) De igual modo, construir o vetor  $Y$ , resultado da soma dos vetores  $\theta A$  e  $\emptyset B$ , novamente completando o paralelogramo. O vetor  $Y$  deverá ter um comprimento igual e sentido oposto ao vetor  $V_B^0$ . Como podemos ver na figura.
- g) Se os vetores  $V_A^0$  e  $X$  ou vetores  $V_B^0$  e  $Y$  não tiverem amplitudes iguais e sentido oposto, isto significa que algum erro foi cometido durante todo o processo.

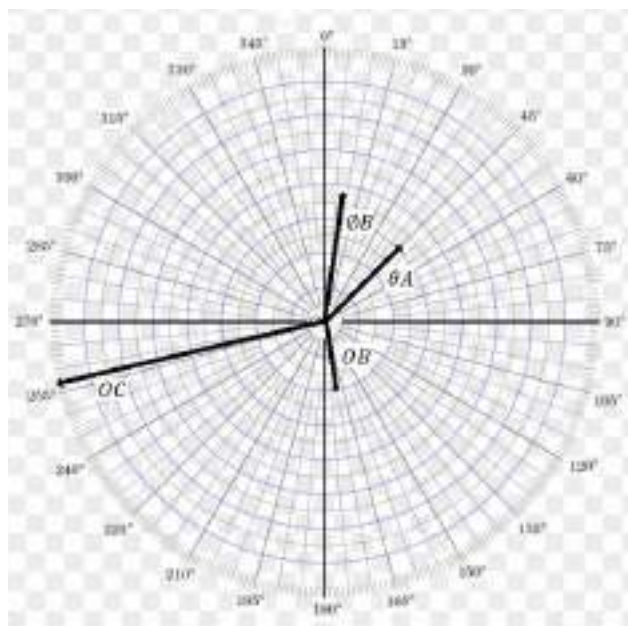


Figura 45 - Vetores de verificação dos resultados

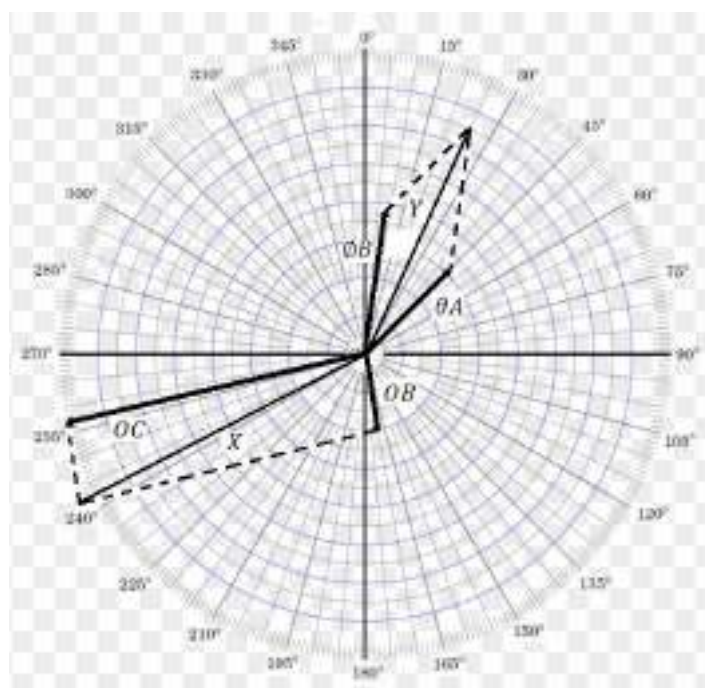


Figura 46 - Diagrama de verificação dos resultados

17. Se o gráfico indicar que nenhum erro foi cometido durante o processo, então, pode-se fixar as massas de correção nas respectivas posições



angulares como indicado no passo 15. Ter certeza que a massa de teste adicionada no passo 9 foi removida.

18. Depois de se adicionar as massas de correção, arrancar com a máquina e verificar se as amplitudes de vibração reduziram para os níveis aceitáveis.
19. Se a equilibragem não reduzir consideravelmente os níveis de vibração, uma nova equilibragem deve ser feita. Observamos a fase e a amplitude da nova da nova vibração e registamos numa tabela como novos valores dos apoios A e B ( $V_A^0, V_B^0$ ), ítems 1, 2, 3 e 4. Os ítems marcados com um asterisco (\*) (ítems 5, 6, 11, 12, 17, 18, 19, 21, 25, 26, 27, 28, 41 e 42) devem ser copiados para a nova tabela. Com os cálculos da tabela, recalculamos os valores dos ítems 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 43, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, e 54 para encontrar novos valores para as duas massas de correção, ( $m_{c\_PA}$  e  $m_{c\_PB}$ ). Tal como se procedeu anteriormente. Antes de se adicionar as novas massas de correção deve-se verificar se no gráfico polar se não houve erros durante os cálculos.

Depois de se fazer uma equilibragem numa determinada máquina aplicando este método torna-se possível, caso seja necessário, fazer uma equilibragem em dois planos na mesma máquina no futuro simplesmente numa só corrida da máquina, utilizando os dados da equilibragem anterior, tal como se procedeu no passo 19 (Ford, 2001).

#### **4.2.2. Equilibragem em dois planos com medição de fase – Método analítico**

Na equilibragem em dois planos, o total de desequilíbrio do rotor é substituído por duas massas de desequilíbrio, uma em cada plano de correção  $U_L$  e  $U_R$  nos planos esquerdo e direito respetivamente.

- O rotor a funcionar à sua velocidade operacional, as medições da amplitude e fase da vibração original são medidos nos dois apoios A e B e os resultados da amplitude e fase são registados ( $\vec{V}_A = V_A \angle \theta_A$  e  $\vec{V}_B = V_B \angle \theta_B$ ). Os vetores  $\vec{V}_A$  e  $\vec{V}_B$  podem ser expressos da seguinte forma (Rao, 2000):

$$\vec{V}_A = \vec{A}_{AL}\vec{U}_L + \vec{A}_{AR}\vec{U}_R \quad (20)$$

$$\vec{V}_B = \vec{A}_{BL}\vec{U}_L + \vec{A}_{BR}\vec{U}_R \quad (21)$$

Em que  $\vec{A}_{ij}$  representa o efeito do desequilíbrio no plano j medido no apoio i (Rao, 2000).

- Depois de se ter medido e registado a amplitude e fase da vibração inicial nos dois apoios, adicionamos a massa de teste no plano de correção esquerdo numa posição angular conhecida ( $\vec{W}_L = W_L \angle \phi_L$ ), medimos e registamos novamente a amplitude e fase nos dois apoios ( $\vec{V}'_A = V'_A \angle \theta'_A$  e  $\vec{V}'_B = V'_B \angle \theta'_B$ ). Os vetores  $\vec{V}'_A$  e  $\vec{V}'_B$  podem ser expressos da seguinte forma (Rao, 2000):

$$\vec{V}'_A = \vec{A}_{AL}(\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{AR}\vec{U}_R \quad (22)$$

$$\vec{V}'_B = \vec{A}_{BL}(\vec{U}_L + \vec{W}_L) + \vec{A}_{BR}\vec{U}_R \quad (23)$$

Subtraindo as equações 22-20 e 23-21 teremos (Rao, 2000):

$$\vec{A}_{AL} = \frac{\vec{V}'_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_L} \quad (24)$$

$$\vec{A}_{BL} = \frac{\vec{V}'_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_L} \quad (25)$$

- Á seguir remove-se a massa de teste anterior do plano de correção esquerdo e adicionamos uma massa de teste no plano de correção direito numa posição angular conhecida ( $\vec{W}_R = W_R \angle \phi_R$ ), medimos e registamos novamente a amplitude e fase nos dois apoios ( $\vec{V}''_A = V''_A \angle \theta''_A$  e  $\vec{V}''_B = V''_B \angle \theta''_B$ ). Os vetores  $\vec{V}''_A$  e  $\vec{V}''_B$  podem ser expressos da seguinte forma (Rao, 2000):

$$\vec{V}''_A = \vec{A}_{AL}\vec{U}_L + \vec{A}_{AR}(\vec{U}_R + \vec{W}_R) \quad (26)$$

$$\vec{V}''_B = \vec{A}_{BL}\vec{U}_L + \vec{A}_{BR}(\vec{U}_R + \vec{W}_R) \quad (27)$$

Subtraindo as equações 26-20 e 27-21 teremos (Rao, 2000):

$$\vec{A}_{AR} = \frac{\vec{V}''_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_R} \quad (28)$$

$$\vec{A}_{BR} = \frac{\vec{V}''_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_R} \quad (29)$$

Para se calcular as massas de correção para os dois planos e as correspondentes fases analiticamente deve-se ter noção das regras de operação de números complexos (Rao, 2000).

$$\vec{A} = A\angle\beta \text{ e } \vec{B} = B\angle\gamma$$

Em que  $\vec{A}$  e  $\vec{B}$  podem ser escritos como  $\vec{A} = a_1 + ia_2$  e  $\vec{B} = b_1 + ib_2$  e  $a_1 = \cos(\beta)$ ,  $a_2 = \sin(\beta)$ ,  $b_1 = \cos(\gamma)$ ,  $b_2 = \sin(\gamma)$  (Rao, 2000).

$$\vec{A} - \vec{B} = (a_1 - b_1) + i(a_2 - b_2) \quad (30)$$

$$\frac{\vec{A}}{\vec{B}} = \frac{(a_1b_1 + a_2b_2) + i(a_2b_1 - a_1b_2)}{(b_1^2 + b_2^2)} \quad (31)$$

$$\vec{A} \times \vec{B} = (a_1b_1 - a_2b_2) + i(a_2b_1 - a_1b_2) \quad (32)$$

- Como já calculámos os valores dos vetores  $\vec{A}_{AL}$ ,  $\vec{A}_{BL}$ ,  $\vec{A}_{AR}$  e  $\vec{A}_{BR}$ , nas equações (24), (25), (28) e (29) respetivamente, estamos em condições de calcular o valor da massa de desequilíbrio e a correspondente fase nos dois planos de correção ( $\vec{U}_L$  e  $\vec{U}_R$ ). Manipulando as equações (20) e (21) como um sistema de equação teremos as seguintes expressões (Rao, 2000):

$$\vec{U}_L = \frac{\vec{A}_{BR}\vec{V}_A - \vec{A}_{AR}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BR}\vec{A}_{AL} - \vec{A}_{AR}\vec{A}_{BL}} \quad (33)$$

$$\vec{U}_R = \frac{\vec{A}_{BL}\vec{V}_A - \vec{A}_{AL}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BL}\vec{A}_{AR} - \vec{A}_{AL}\vec{A}_{BR}} \quad (34)$$

- Resolvendo as equações (33) e (34) pelas regras de operação de números complexos conseguimos encontrar as amplitudes e fases dos vetores  $\vec{U}_L =$

$U_L \angle \beta_d$  e  $\vec{U}_R = U \angle \gamma_d$ , que correspondem ao valor da massa de desequilíbrio e a sua posição angular nos dois planos de correção (Rao, 2000). Logo a massa de correção será igual a massa de desequilíbrio com um desfasamento de  $180^\circ$ . Analiticamente, pode ser expresso da seguinte forma (Rao, 2000):

$$\vec{B}_L = -\vec{U}_L \quad (35)$$

$$\vec{B}_R = -\vec{U}_R \quad (36)$$

Em que o  $\vec{B}_L = B_L \angle \beta_c$  corresponde à massa de correção e a sua fase para o plano de correção esquerdo e  $\vec{B}_R = B_R \angle \gamma_c$  corresponde à massa de correção e a sua fase para o plano de correção direito.

#### 4.2.3. Método de equilibragem num plano aplicado numa equilibragem em dois planos

Este método consiste em equilibrar um rotor em dois planos aplicando qualquer um dos métodos de equilibragem num plano citados. A prática deste método de equilibragem requer um processo iterativo de equilibragem devido ao *cross-effect* (Ford, 2001).

Para se fazer uma equilibragem em dois planos aplicando os métodos de equilibragem num plano deve-se equilibrar cada plano de correção de forma isolada, medindo a vibração no apoio mais próximo (Ford, 2001).

- Primeiro medimos a amplitude de vibração nos dois apoios ( $A_E$  e  $A_D$ ) e escolhemos o apoio que apresentar maior amplitude de vibração para se começar o processo de equilibragem. Consideremos que o apoio  $A_D$  apresentou uma amplitude de vibração maior;
- Usando qualquer método de equilibragem num plano descritos em cima, equilibramos o plano de correção mais próximo ao apoio que apresentou maior amplitude de vibração, nesse caso o plano D;
- Depois de se terminar com a equilibragem nesse plano de correção D, medimos a nova amplitude e fase de vibração no segundo apoio ( $A_E$ ). Essa

amplitude e fase serão diferentes dos valores medidos no início devido a eliminação do cross-effect no plano de correção D.

- Com essa nova amplitude e fase no apoio  $A_E$ , procedemos a equilibragem utilizando um método de equilibragem num plano para o plano de correção E.
- Depois de se equilibrar o plano de correção E, verificaremos uma certa alteração quanto a amplitude e fase de vibração no apoio  $A_D$ , isso devido a eliminação do cross-effect no plano de correção E. De qualquer forma, se a amplitude no apoio  $A_D$  aumentar para níveis inaceitáveis o plano de correção D deve ser reequilibrado sem retirar a massa de correção adicionada na primeira equilibragem, deve-se começar com uma nova massa de teste;
- Dependendo da severidade do cross-effect, esse processo pode ser repetido muitas vezes alternadamente até os dois apoios apresentarem amplitudes de vibração aceitáveis.

#### 4.2.4. Equilibragem em dois planos – solução vetorial e analítica

Este método consiste em equilibrar um rotor em dois planos através do cálculo vetorial das amplitudes e fases da vibração apresentadas nos dois apoios tendo em consideração o cross-effect e, com os valores calculados pelos cálculos vetorial, encontrar analiticamente o valor das duas massas de correção, uma para cada plano de correção, e as suas respectivas fases. Os cálculos serão feitos em dois diagramas, um para cada apoio.

Consideremos o seguinte rotor rígido:



Figura 47 - Rotor rígido com dois planos de correção (Manni, 1999)

Para aplicarmos este método devemos seguir os seguintes procedimentos (Sampaio, 2013):

- Ligamos a máquina e medimos a amplitude e fase da vibração nos dois apoios e traçamos o vetor no seu correspondente diagrama.

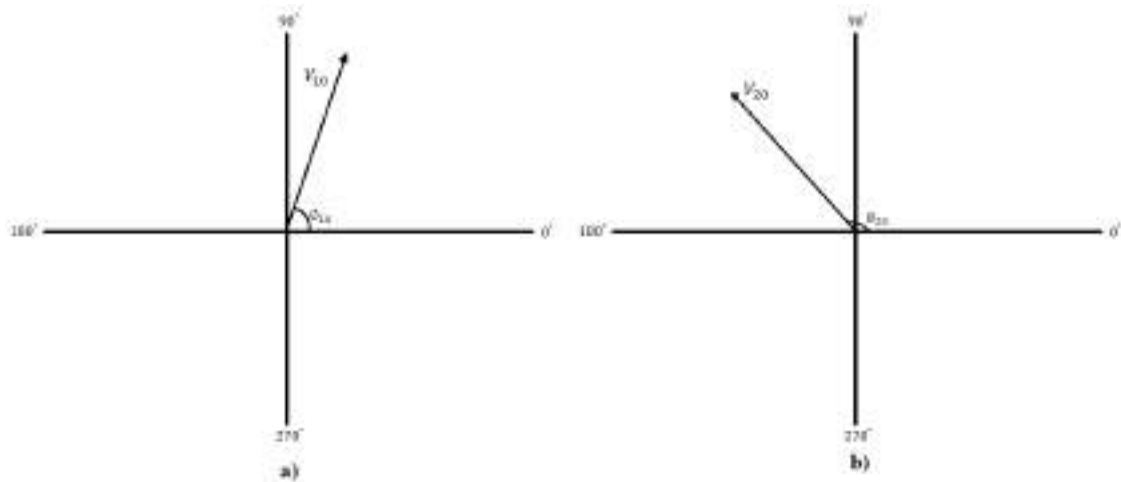


Figura 48 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2

- Em seguida adicionamos uma massa de correção no plano 1 e medimos a amplitude e fase no apoio 1 ( $V_{11}$   $\angle$   $\phi_{11}$ ) e no apoio 2 ( $V_{21}$   $\angle$   $\phi_{21}$ ) e traçamos o vetor no seu correspondente diagrama;

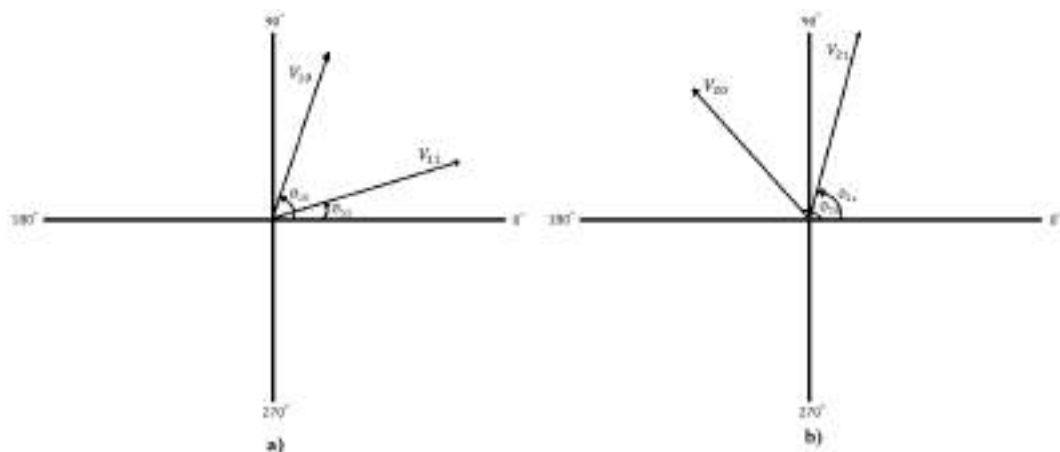


Figura 49 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2

- Removemos a massa de teste do plano de correção 1 e adicionamos uma massa de teste no plano de correção 2 e medimos a amplitude e fase no

apoio 1 ( $V_{12} \angle \phi_{12}$ ) e no apoio 2 ( $V_{22} \angle \phi_{22}$ ) e traçamos os dois vetores nos correspondentes diagramas.

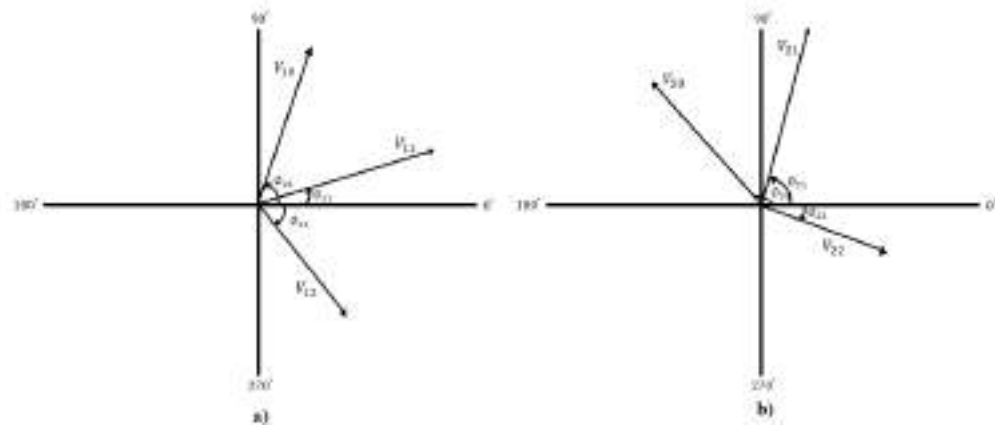


Figura 50 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2

- Pela regra de subtração de vetores é possível calcular o efeito da massa de teste no apoio 1 quando ela é fixada no plano de correção 1 ( $V_{t11}$ ) e no plano de correção 2 ( $V_{t12}$ ) e também é possível calcular o efeito da massa de teste no apoio 2 quando ela é fixada no plano de correção 1 ( $V_{t21}$ ) e quando é adicionada no plano de correção 2 ( $V_{t22}$ ). Em que:  $V_{t11} = V_{11} - V_{10}$ ;  $V_{t12} = V_{12} - V_{10}$ ;  $V_{t21} = V_{21} - V_{20}$  e  $V_{t22} = V_{22} - V_{20}$ .

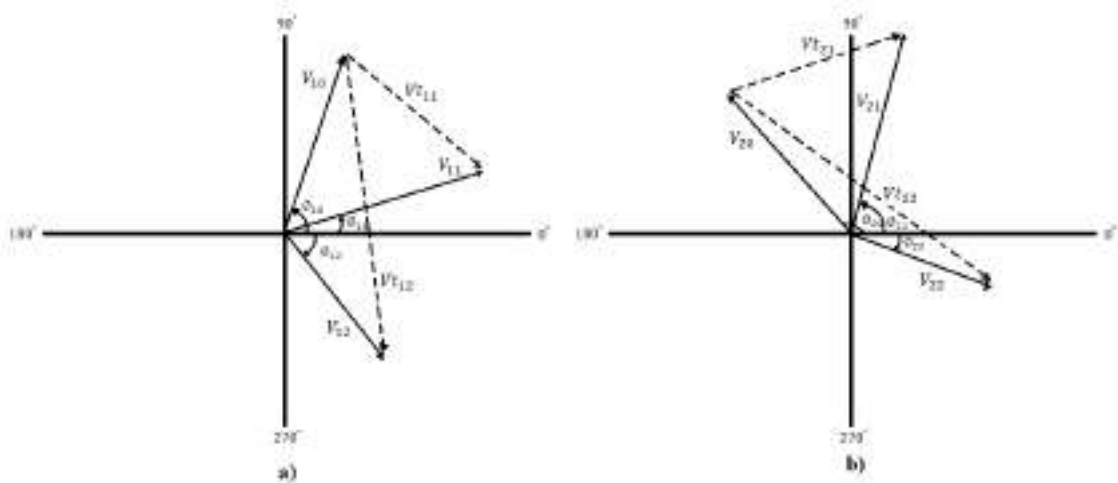


Figura 51 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2

- É importante lembrar que não é necessário fazer o cálculo das fases dos efeitos das duas massas de teste, pois, a fase corresponde a posição angular em que as massas de teste foram fixadas no rotor ( $\phi_{t11}$  e  $\phi_{t11}$ ).
- O que se pretende com esses cálculos é encontrar duas massas de correção e as suas respectivas fases ( $m_{c1} \angle \phi_{c1}$  e  $m_{c2} \angle \phi_{c2}$ ), uma em cada plano, que a soma dos seus efeitos seja igual, para o apoio 1, ao vetor  $\vec{V}_{10}$  e com um desfasamento de  $180^\circ$  ( $-\vec{V}_{10}$ ) e, para o plano 2, ao vetor  $\vec{V}_{20}$  com um desfasamento de  $180^\circ$  ( $-\vec{V}_{20}$ ).

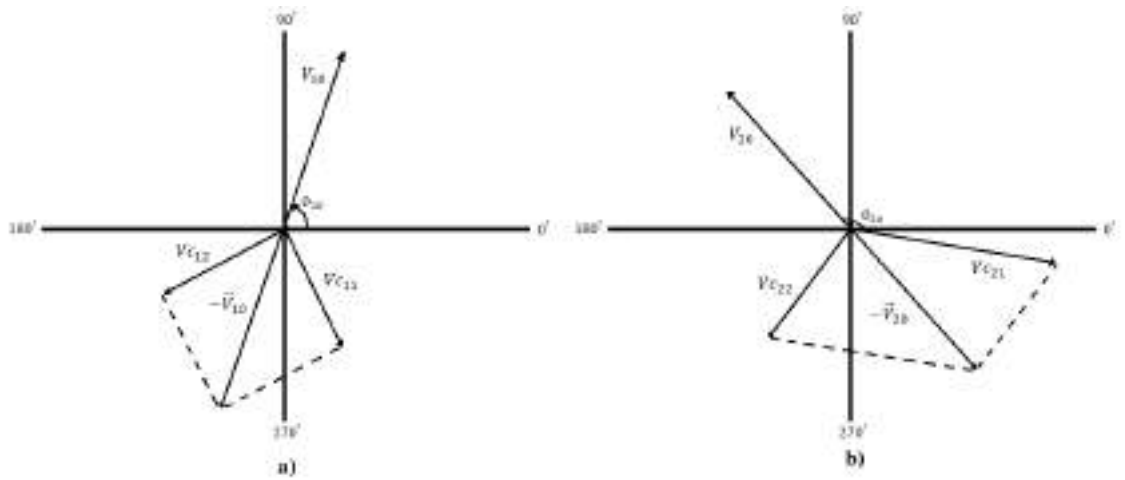


Figura 52 - a) Diagrama vetorial da vibração no apoio 1 vs b) Diagrama vetorial da vibração no apoio 2

- Podemos encontrar analiticamente as massas  $m_{c1}$ ,  $m_{c2}$  e as fases  $\phi_{c1}$ ,  $\phi_{c2}$  respetivamente através das seguintes equações:

$$\begin{cases} \frac{m_{c1}}{m_{t1}} V_{t11} e^{j(\phi_{t11} + \phi_{c1})} + \frac{m_{c2}}{m_{t2}} V_{t12} e^{j(\phi_{t12} + \phi_{c2})} = V_{10} e^{j(\phi_{10} + 180)} \\ \frac{m_{c1}}{m_{t1}} V_{t21} e^{j(\phi_{t21} + \phi_{c1})} + \frac{m_{c2}}{m_{t2}} V_{t22} e^{j(\phi_{t22} + \phi_{c2})} = V_{20} e^{j(\phi_{20} + 180)} \end{cases} \quad (37)$$

ou

$$\begin{cases} \frac{1}{m_{t1}} V_{t11} e^{j\phi_{t11}} m_{c1} e^{j\phi_{c1}} + \frac{1}{m_{t2}} V_{t12} e^{j\phi_{t12}} m_{c2} e^{j\phi_{c2}} = V_{10} e^{j(\phi_{10} + 180)} \\ \frac{1}{m_{t1}} V_{t21} e^{j\phi_{t21}} m_{c1} e^{j\phi_{c1}} + \frac{1}{m_{t2}} V_{t22} e^{j\phi_{t22}} m_{c2} e^{j\phi_{c2}} = V_{20} e^{j(\phi_{20} + 180)} \end{cases} \quad (38)$$



$$\begin{bmatrix} \frac{1}{m_{t1}} V t_{11} e^{j\phi_{t11}} & \frac{1}{m_{t2}} V t_{12} e^{j\phi_{t12}} \\ \frac{1}{m_{t1}} V t_{21} e^{j\phi_{t21}} & \frac{1}{m_{t2}} V t_{22} e^{j\phi_{t22}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{c1} e^{j\phi_{c1}} \\ m_{c2} e^{j\phi_{c2}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_{10} e^{j(\phi_{10}+180)} \\ V_{20} e^{j(\phi_{20}+180)} \end{bmatrix} \quad (39)$$

E finalmente:

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{m_{t1}} \vec{V} t_{11} & \frac{1}{m_{t2}} \vec{V} t_{12} \\ \frac{1}{m_{t1}} \vec{V} t_{21} & \frac{1}{m_{t2}} \vec{V} t_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{m}_{c1} \\ \vec{m}_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\vec{V}_{10} \\ -\vec{V}_{20} \end{bmatrix} \quad (40)$$



## 5. Testes numéricos e experimentais em laboratório

### 5.1. Simulação numérica

Por forma a testar eficácia dos métodos de equilibragem no local, descritos no capítulo 4, despertou-se a necessidade da criação de uma máquina rotativa desequilibrada no software *Working Model* com o objetivo de a equilibrarmos utilizando os métodos descritos.

#### 5.1.1. Equilibragem num plano com medição de fase – *Working Model*

O modelo em *Working Model* representa uma máquina rotativa de rotor do tipo disco com desequilíbrio estático. No entanto, é necessário efetuar uma equilibragem estática num plano de correção.

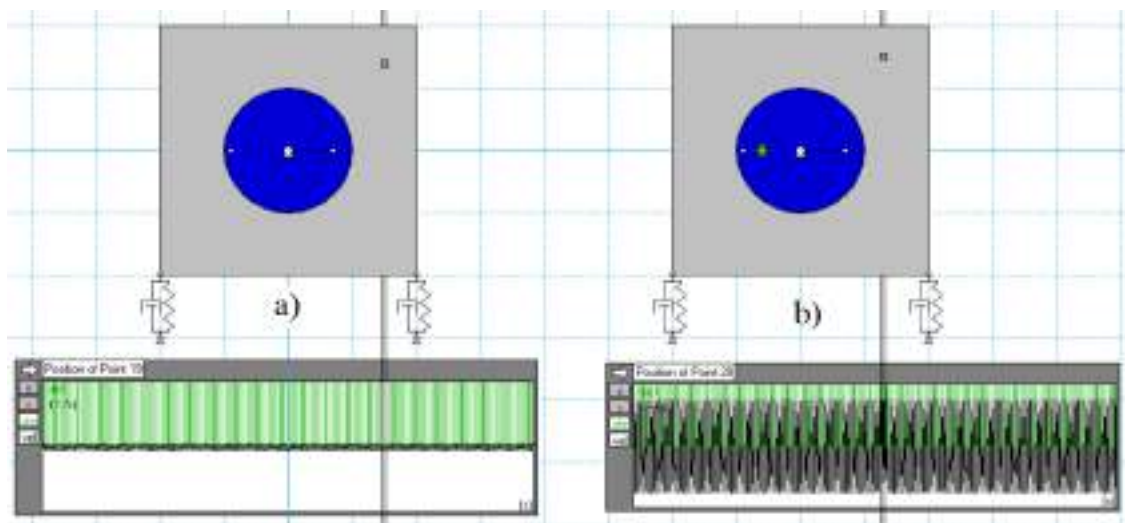


Figura 53 - a) Máquina desequilibrada sem massa de correção; b) Máquina desequilibrada com massa de correção

Para os cálculos da massa de correção e a sua posição angular foi necessário a utilização do *MathCad*.

O *MathCad* importa os dados da vibração em velocidade causada pelo desequilíbrio, os dados da vibração em velocidade causado pela massa de desequilíbrio mais a massa de teste e os seus respetivos ângulos de fase.

A simulação de um sensor de fase no *Working Model* foi feita através de “if” e “and” de um determinado ponto de referência adicionado no rotor.

Através da função FFT do *MathCad* calculou-se as FFT's da vibração da máquina com e sem a massa de teste e as FFT's do sinal do sensor de fase simulado no *WorkingModel*. Com esses dados e através da função “angle” do *MathCad* calculou-se a fase da vibração inicial (F0) e a fase da vibração com a massa de teste adicionada (F1), como podemos observar no apêndice A.

As duas máquinas na Figura 53 “a) e b)” representam a leitura da amplitude e fase da vibração da máquina, em que a máquina a) representa a primeira leitura do desequilíbrio original e a máquina b) representa a segunda leitura do desequilíbrio depois de adicionar a massa de teste. Os dados das duas leituras foram posteriormente exportados no programa feito em *MathCad* para se calcular a massa de correção e a sua fase.

Antes de se iniciar o processo de equilibragem, a máquina apresentava um desequilíbrio com uma amplitude em velocidade de 5.154 mm/s. Como mostra a figura em baixo.

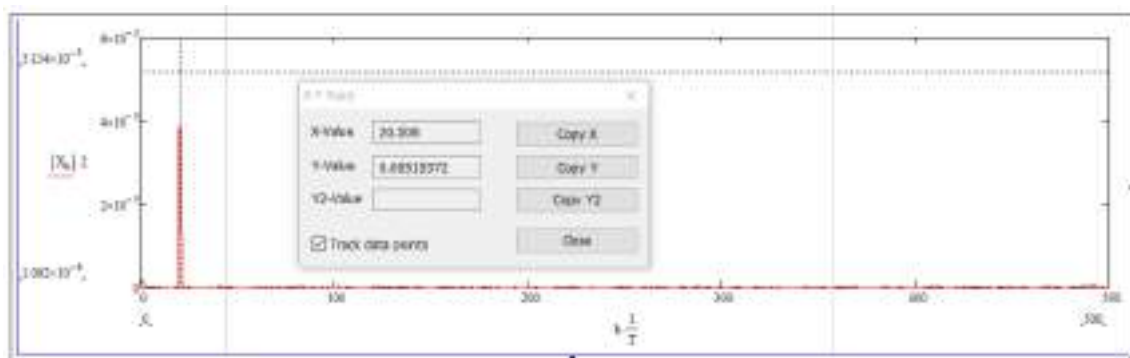


Figura 54 - FFT do sinal no tempo em velocidade [m/s] da vibração inicial (*MathCad*)

Com o programa feito em *MathCad* concluiu-se que para se equilibrar a máquina deve-se adicionar uma massa de correção de 0.00133 kg/1.33 g no ângulo de correção  $+90^\circ$  relativamente à posição angular da massa de teste. Como a massa de teste foi adicionada na posição angular de  $0^\circ$  então, o ângulo de correção será de  $90^\circ$ .

## Massa de correcção e sua fase

$$\begin{aligned} m_t &:= 0.02 & F_t &= 4.129 \\ m_d &:= V_0 \cdot \frac{m_t}{V_t} = 1.33 \times 10^{-3} \\ \phi &:= 180 - F_t + F_0 = 89.988 \end{aligned}$$

Figura 55 - Massa de correcção e sua fase (*MathCad*)

É importante lembrar que o raio de montagem da massa de correcção deve ser o mesmo do da massa de teste.

Com a massa de correcção e a sua localização calculados, voltamos ao modelo em *WorkingModel* e fixamos a massa de correcção na posição angular de  $90^\circ$ . Como podemos observar na figura abaixo.

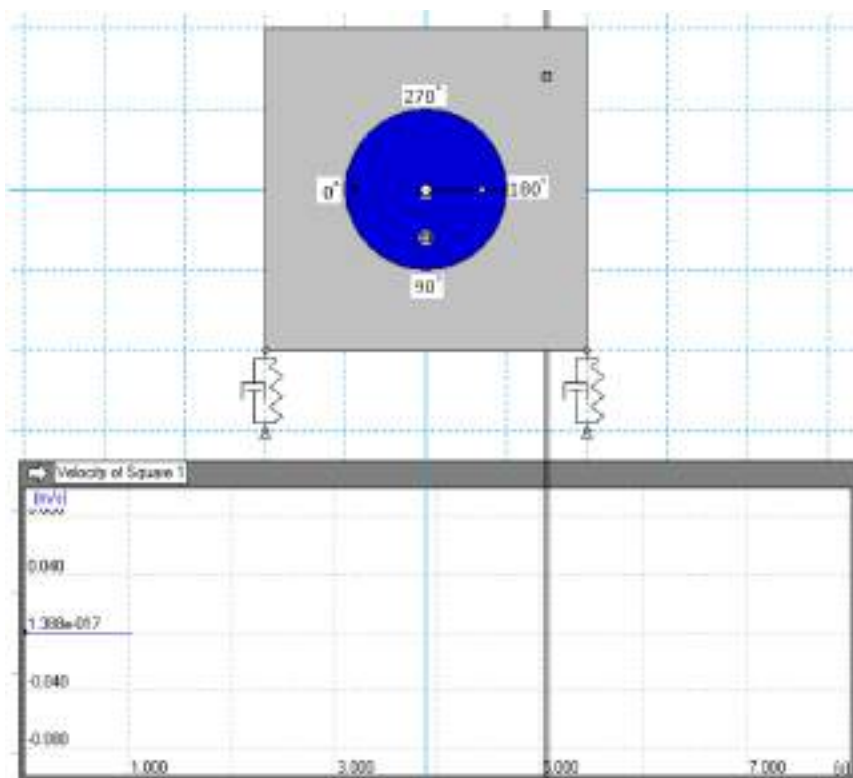


Figura 56 - Máquina equilibrada com o correspondente sinal no tempo em velocidade (*WorkingModel*)

O sinal no tempo em velocidade na Figura 56 mostra que a vibração reduziu consideravelmente. Novamente exportamos os dados da atual vibração para calcularmos a amplitude de vibração da máquina depois de ser equilibrada.



Figura 57 - Amplitude de vibração da máquina depois da equilibragem (MathCad)

A Figura 57 mostra que a máquina depois da equilibragem apresenta uma amplitude de vibração em velocidade de 0.012931 mm/s. Sabendo que a máquina antes da equilibragem apresentava uma amplitude de 5.154 mm/s, podemos afirmar que a vibração da máquina teve uma redução de 99.75%.

Leitura	Massa adicionada (g)/Fase(°)	Amplitude de vibração (mm/s)
1ª	Sem massa adicionada	5.154 mm/s
2ª	20 g/0°	77.639 mm/s
3ª	1.33 g/90°	0.012931 mm/s

$$\text{Redução da amplitude de vibração: } \frac{5.154 - 0.012931}{5.154} \times 100 = 99.75\%$$

Tabela 6 - Evolução da amplitude de vibração

### 5.1.2. Equilibragem num plano sem medição de fase – SolidWorks

Para testarmos a eficácia deste método construiu-se um rotor propositadamente desequilibrado no programa *SolidWorks*. Quanto a massa total do rotor, sua rigidez e amortecimento foram previamente calculados de modo a ser um rotor rígido, ou seja, que tivesse uma frequência natural maior ou igual a duas vezes a máxima rotação

operacional do rotor (2xRPM). A simulação foi feita através do *motion analysis* do *SolidWorks*.

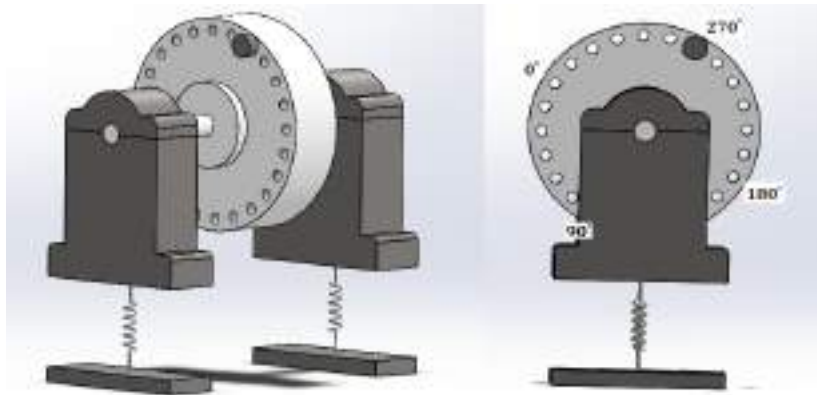


Figura 58 - Modelo construído no *SolidWorks*

Para facilitar a fixação das massas de teste e correção o rotor foi contruído com furos em sua volta com  $15^\circ$  de espaçamento. Marcando uma referência (zero graus) e sabendo o espaçamento entre os furos, conseguimos facilmente saber a posição angular de cada furo. Isso será importante na fixação das massas.

#### **5.1.2.1. Características do modelo em *SolidWorks***

O modelo foi construído a ter caraterísticas semelhantes às de uma máquina rotativa real. As caraterísticas definidas foram as seguintes:

- Massa total do rotor,  $M_r = 21 \text{ kg}$ ;
- Massa de desequilíbrio,  $m_d = 1 \text{ g}$ ;
- Raio de desequilíbrio  $r_d = 88.38 \text{ mm}$ ;
- Máxima rotação operacional,  $11.719 \text{ Hz}$  ( $703.14 \text{ RPM}$ );
- Rigidez da máquina,  $K = 455428.4 \text{ N/m}$ ;
- Amortecimento,  $C = 100 \text{ N.s/m}$ .

Como o objetivo é obter valores com algum rigor, foi preciso escolher um valor para a máxima frequência de rotação operacional que fizesse parte do conjunto de valores discretos do espectro de frequências (FFT) calculado no *MathCad* e, assim, evitar o *leakage*.

O *leakage* ocorre quando o valor da frequência que se pretende observar não pode ser calculado pelo espectro de frequência devido à sua resolução. As linhas do espectro de frequência são discretas e com um espaçamento de  $\frac{1}{T}$ , em que  $T$  é o tempo de aquisição de todos os pontos.

Sabendo que a máquina tinha que ter uma frequência natural igual a 2xRPM e que a massa escolhida para o rotor é de 21 kg, calculou-se a rigidez da máquina através da seguinte equação:

$$f_n = \frac{\sqrt{\frac{K}{M_r}}}{2 \cdot \pi} \quad (41)$$

Isolando a variável K (rigidez) temos:

$$K = (2 \cdot \pi \cdot f_n)^2 \times M_r \quad (42)$$

Em que  $f_n$  corresponde a frequência natural da máquina.

#### 5.1.2.2. Procedimentos de equilibragem no modelo em *SolidWorks*

Na realidade, nós não conseguimos ver a massa de desequilíbrio num rotor desequilibrado simplesmente olhando para ele. Por esta razão, durante o processo de equilibragem no modelo através do *Motion Analysis* no *SolidWorks*, vamos considerar a massa de desequilíbrio do rotor na Figura 58 como invisível.

Tal como foi descrito no método de equilibragem dinâmica num plano sem medição de fase:

- Primeiramente, corremos a máquina no *motion analysis*, medimos a amplitude de vibração causada pelo desequilíbrio na direcção vertical, exportamos os dados para o *MathCad* e através da função “FFT” observamos a amplitude de vibração.



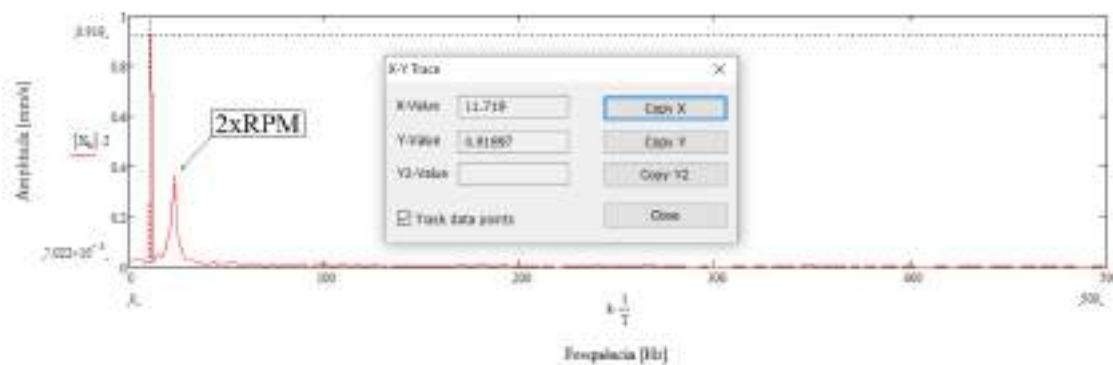


Figura 59 - Amplitude de vibração em velocidade (MathCad)

Na figura em cima é possível observar dois picos de frequência, a frequência rotação da máquina e a frequência natural da máquina.

Para a aplicação do método interessa apenas a amplitude da frequência da vibração causada pelo desequilíbrio (frequência mais à esquerda),  $V_i = 0.91897 \text{ mm/s}$ ;

- No *Assembly* do *SolidWorks*, adicionou-se uma massa de teste na posição angular de  $0^\circ$ , novamente corremos a máquina no *Motion Analysis*, medimos a amplitude de vibração causada pelo desequilíbrio na direção vertical, exportamos os dados para o *MathCad* e através da função “FFT” observamos a amplitude de vibração,  $V_0 = 1.3035 \text{ mm/s}$ .

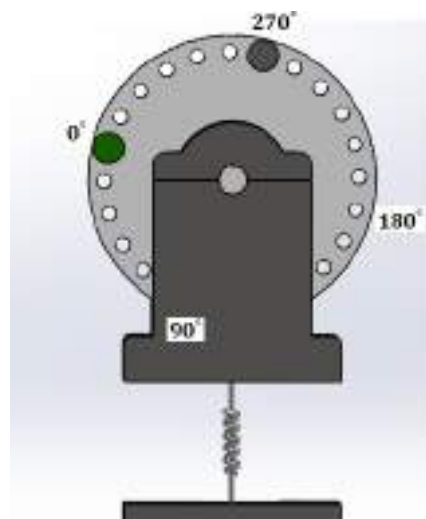


Figura 60 - Massa de teste adicionada a zero graus (*SolidWorks*)

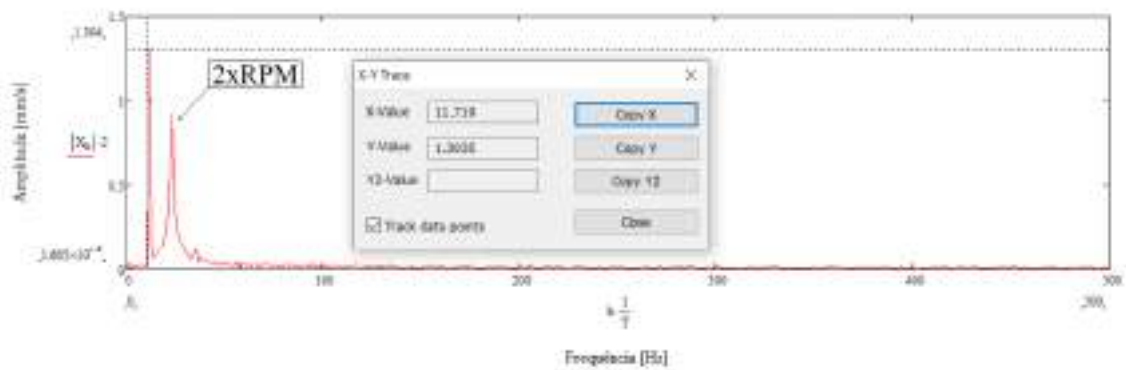


Figura 61 - Amplitude de vibração em velocidade - massa de teste a zero graus (*MathCad*)

- Removeu-se a massa de teste da fase  $0^\circ$  e fixou-se na fase  $120^\circ$ . Novamente corremos a máquina no *Motion Analysis*, medimos a amplitude de vibração causada pelo desequilíbrio na direção vertical, exportamos os dados para o *MathCad* e através da função “FFT” observamos a amplitude de vibração,  $V_{120} = 0.45985 \text{ mm/s}$ .

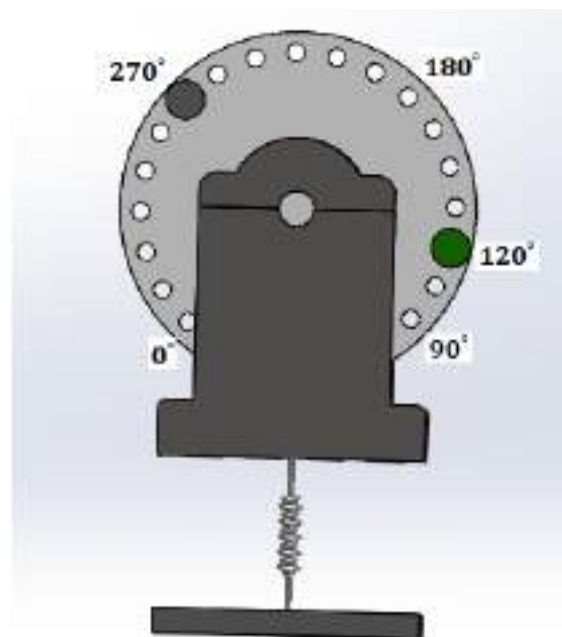


Figura 62 - Massa de teste adicionada a 120 graus (*SolidWorks*)

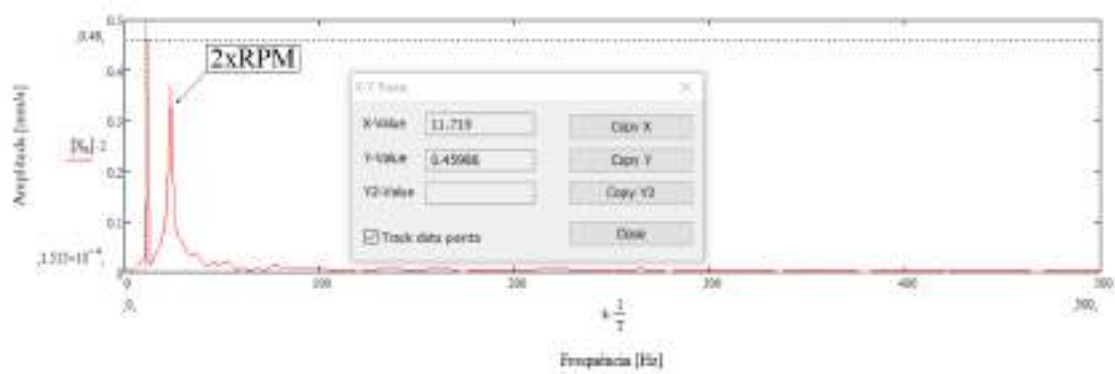


Figura 63 - Amplitude de vibração em velocidade com a massa de teste a 120 graus (*MathCad*)

- Removeu-se a massa de teste da fase 120° e fixou-se na fase 240°. Novamente corremos a máquina no *Motion Analysis*, medimos a amplitude de vibração causada pelo desequilíbrio na direção vertical, exportamos os dados para o *MathCad* e através da função “FFT” observamos a amplitude de vibração,  $V_{240} = 1.9596 \text{ mm/s}$ .

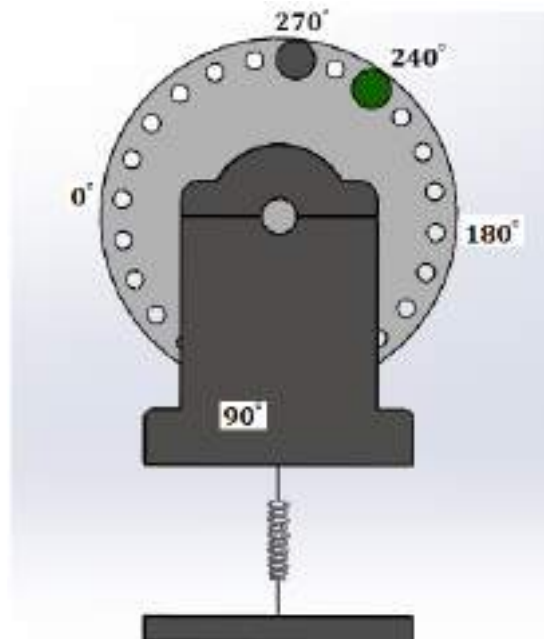


Figura 64 - Massa de teste adicionada a 240 graus (*SolidWorks*)

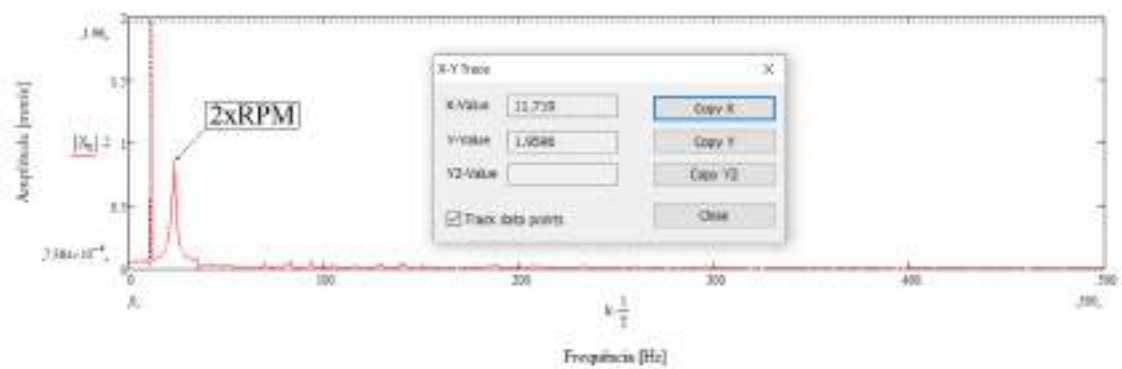


Figura 65 - Amplitude de vibração em velocidade com a massa de teste à 240 graus (*MathCad*)

- Com as amplitudes de vibração calculadas ( $V_i$ ,  $V_0$ ,  $V_{120}$  e  $V_{240}$ ) e utilizando uma escala de  $0.9189 \text{ mm/s} = 2 \text{ cm}$ , construímos as circunferências no gráfico polar e traçamos o vector  $T$ .

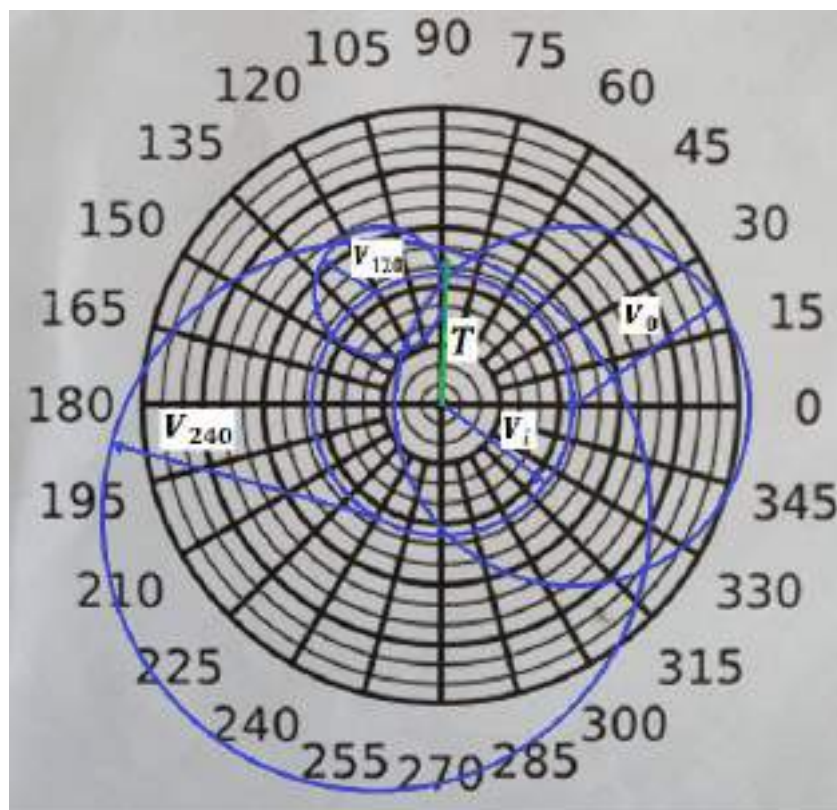


Figura 66 - Solução para a massa de correção e a sua fase

O vetor  $T$  na figura acima, dá-nos indicação da magnitude da massa de correção e a sua localização (ângulo de correção).

Tal como esperado, o vetor  $T$  indica um ângulo de  $90^\circ$  para a massa de correção. Calculamos a massa de correção da seguinte equação:

$$m_c = m_t \times (V_i/T) \quad (43)$$

$$m_c = 1 \times \frac{0.9189}{1.0187} \approx 1 \text{ g} \quad (44)$$

- Depois de se calcular a massa de correção e a sua localização, voltamos ao modelo em *SolidWorks* e adicionamos uma massa de 1 g na posição angular de  $90^\circ$  e corremos o programa no *motion analysis* para verificar se a vibração reduziu.

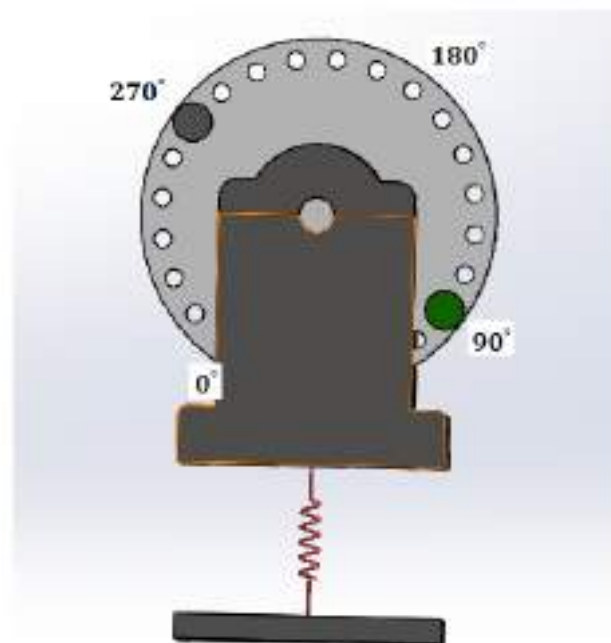


Figura 67 - Massa de correção adicionada à  $90^\circ$  (SolidWorks)

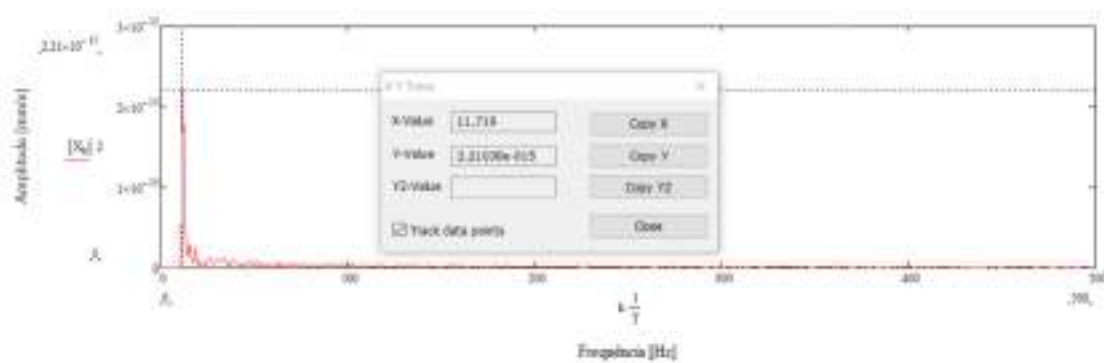


Figura 68 - Amplitude de vibração após a equilibragem (*MathCad*)

Podemos observar na Figura 68 que a amplitude de vibração reduziu para  $V = 2.21038 \times 10^{-15} \text{ mm/s}$ , um valor que podemos considerar como nulo. Não é possível observar a frequência natural da máquina porque quase não há excitação.

Podemos observar os valores obtidos durante o processo de equilibragem de forma resumida na tabela em baixo.

Leitura	Massa adicionada (g)/Fase(°)	Amplitude de vibração (mm/s)
1ª	Sem massa adicionada	0.91897mm/s
2ª	1 g/0°	1.3035 mm/s
3ª	1 g/120°	0.45985 mm/s
4ª	1 g/240°	1.9596 mm/s
5ª	1 g/90°	$2.21038 \times 10^{-15} \text{ mm/s}$

**Redução da amplitude de vibração:**  $\frac{0.91897 - 2.21038 \times 10^{-15}}{0.91897} \times 100 \approx 100\%$

Tabela 7 - Amplitudes de vibração durante o processo de equilibragem

### 5.1.3. Método de equilibragem num plano sem medição de fase – Método gráfico (*SolidWorks*)

Para a aplicação deste método utilizado o mesmo modelo em *Solidworks* da secção 5.1.2 com algumas pequenas alterações: enumerou-se os buracos para a fixação

da massa de teste com os respectivos ângulos, adicionou-se a massa de desequilíbrio para 9 g e usou-se uma massa de teste de 8 g.

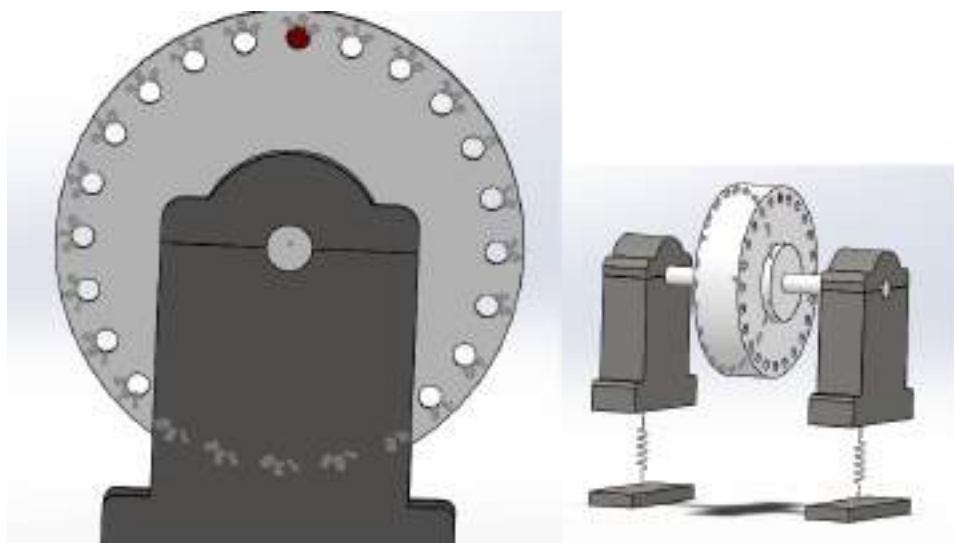


Figura 69 - Modelo construído em *SolidWorks*

Antes de se iniciar o processo de equilibragem, primeiro, medimos a amplitude da vibração original do rotor em deslocamento. A amplitude foi calculada no *Mathcad* utilizando a função FFT.

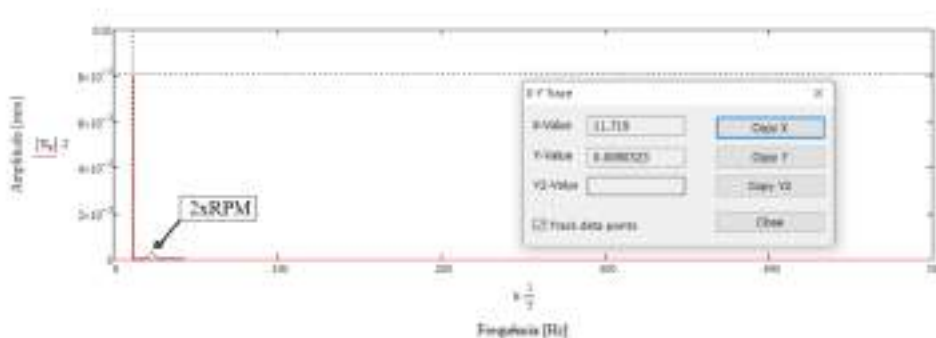


Figura 70 - Amplitude de vibração original (*MathCad*)

O primeiro pico de frequência representa a frequência de rotação do rotor (11,719 RPM) enquanto o segundo pico é a frequência natural do rotor. Podemos observar na Figura 70 que a amplitude da vibração original em deslocamento é de 0,0080323 mm que corresponde ao desequilíbrio máximo permitido para o rotor em estudo segundo a ISO 1940/1, pelo que, deve-se efetuar uma equilibragem.

Tal como foi explicado na secção 4.1.3, o processo consistiu em adicionar a massa de correção em diferentes posições de fase com um intervalo de 15° e registar a amplitude de vibração do rotor em cada posição. Assim, com esses dados, criámos a seguinte tabela:

Posição angular da massa de teste [°]	Amplitude de vibração [mm]
0	0,016698
15	0,016254
30	0,014628
45	0,012668
60	0,010478
75	0,0080603
90	0,0060246
105	0,00387658
120	0,00302442
135	0,00401804
150	0,00591404
165	0,0085188
180	0,010365
195	0,012258
210	0,013607
225	0,015811
240	0,01649
255	0,017504
270	0,018351
285	0,018967
300	0,019028
315	0,018847
330	0,08384
345	0,017681
360	0,016698

Tabela 8 - Amplitude de vibração para diferentes posições da massa de teste



Com os dados da tabela construímos o gráfico para verificar a harmónica, pois, só podemos aplicar esse método se gráfico for aproximado a uma harmónica.

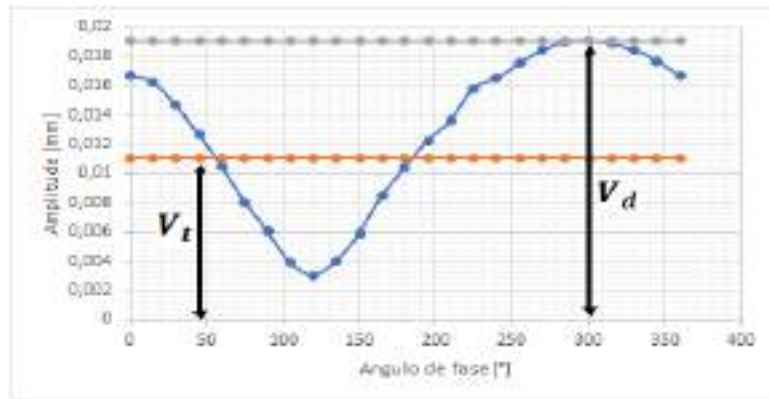


Figura 71 - Gráfico da amplitude de vibração para diferentes posições da massa de teste

Assim, conhecendo o efeito da massa de desequilíbrio e da massa de correção,  $V_d$  e  $V_t$ , respetivamente, conseguimos através da equação  $m_c = m_d = \frac{V_d \cdot m_t}{V_t}$ , calcular a massa de correção.

$$m_c = m_d = \frac{0.019028 \times 8 \text{ g}}{0.011026} = 13.81 \text{ g}$$

O ângulo da massa de correção ( $\phi_c$ ) será o ângulo inverso da máxima amplitude de vibração com a massa de teste adicionada ( $120^\circ$ ).

Adicionou-se então uma massa de correção de 13.81 g num ângulo de  $120^\circ$  e verificou novamente a amplitude da vibração em deslocamento.

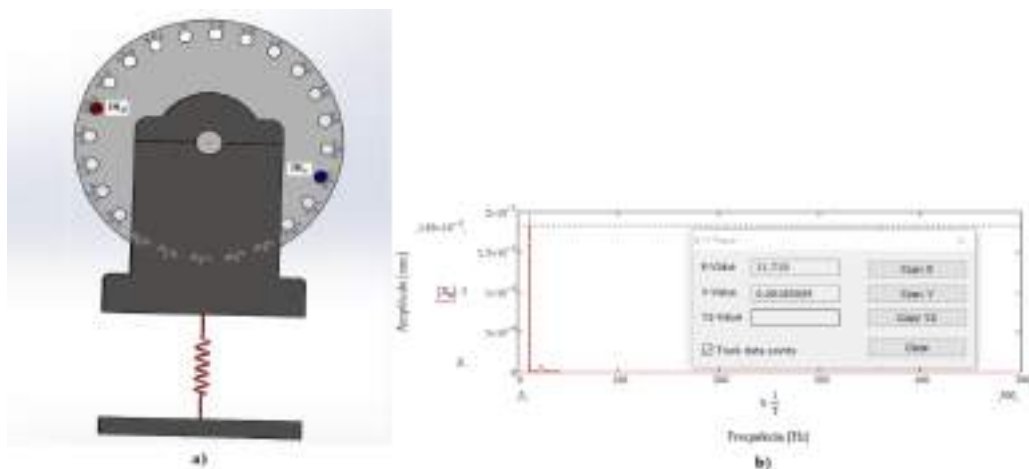


Figura 72 - a) Massa de correção adicionada, b) Amplitude da vibração

Podemos observar na Figura 72 uma amplitude de vibração, depois da correção do desequilíbrio, de 0.00183009 mm. Relativamente ao desequilíbrio inicial, 0.0080323 mm, houve uma redução de 77%.

#### 5.1.4. Equilibragem em dois planos com medição de fase – Método analítico

Para testar este método foi necessário a construção de um modelo em *SolidWorks* de uma máquina rotativa com dois planos de correção. O modelo tem uma massa total e uma rigidez que o torna rígido, para então ser possível adquirir resultados satisfatórios com a aplicação deste método.

Apesar de ser um modelo em *SolidWorks*, ele tem a capacidade de apresentar amplitude e fase de vibração independentes em cada chumaceira.

O modelo tem uma massa total (rotor + chumaceiras) de 21 kg, uma rigidez de 125000 N/m e amortecimento de 100 N/(m/s) em cada mola e opera a uma velocidade máxima de 703,14 RPM.

Para tornar o modelo desequilibrado, adicionou-se duas massas de desequilíbrio, uma em cada plano. No plano esquerdo adicionou-se uma massa de desequilíbrio de 10 g e no plano direito uma massa de desequilíbrio de 20 g. Para tornar possível a medição da fase da vibração adicionou-se uma massa, para simular um sensor fotoelétrico, com a magnitude mais pequena possível permitida pelo *SolidWorks*, por forma a não influenciar na vibração da máquina provocada pelas massas de desequilíbrio.

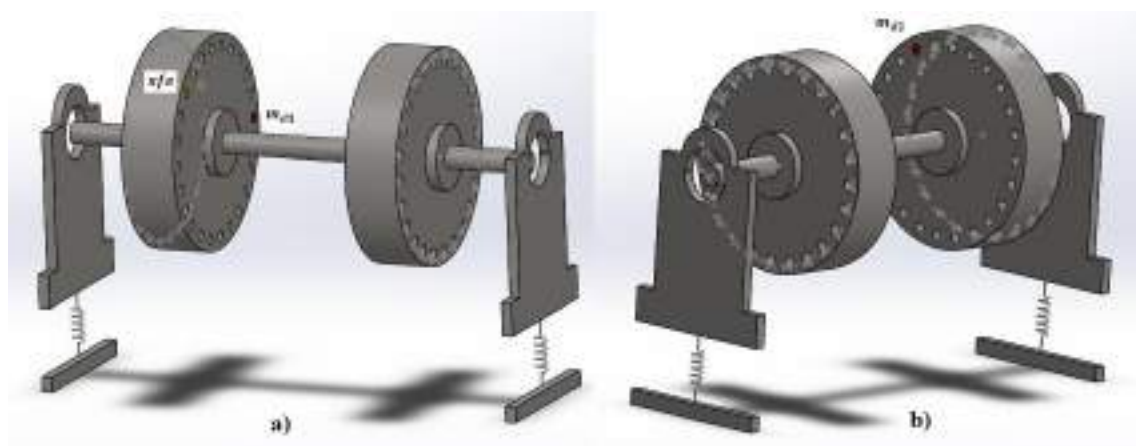


Figura 73 - Modelo em *SolidWorks*

Na Figura 73 é possível observar as duas massas de desequilíbrio nos dois planos e a referência do sensor fotoelétrico.

#### 5.1.4.1. Procedimentos da equilibragem no modelo

Antes de se iniciar a equilibragem houve a necessidade de verificar que realmente a massa adicionada para simular o sensor fotoelétrico nada influenciava na vibração causada pelas massas de desequilíbrio propositadamente adicionadas. Para isso, antes de se adicionar a massa do sensor fotoelétrico, mediu-se a amplitude de vibração nos dois apoios e posteriormente adicionou-se o sensor fotoelétrico e, novamente, mediu-se a amplitude de vibração nos dois apoios.

Apoio	Sem o sensor	Com o sensor
<b>Apoio 1</b>	0,07456 mm	0,074559 mm
<b>Apoio 2</b>	0,09193 mm	0,091931 mm

Tabela 9 - Influência do sensor fotoelétrico na vibração original

Podemos observar na Tabela 9 que a massa adicionada para simular o sensor fotoelétrico quase nada influencia no desequilíbrio da máquina.

As medições foram feitas no *Motion Analysis* do *SolidWorks*, o sinal no tempo resultado da simulação no *Motion Analysis* exportado para o *Excel* onde foi convertido num ficheiro de texto (txt) e exportado para o *MathCad* onde, através da função FFT calculou-se a amplitude de vibração à frequência de rotação da máquina. Para se conseguir o cálculo da fase da vibração, na mesma corrida da máquina, exportou-se o sinal em deslocamento do sensor fotoelétrico para o *Excel* onde se criou uma condição “SE” em que, sempre que a massa do sensor fotoelétrico atingisse o ponto máximo na vertical retornava um sinal elétrico (1) e, caso contrário, (0). Esses dados foram compilados com o sinal no tempo da vibração num unico ficheiro de texto, exportado para o *MathCad* e através da diferença de fase dos dois sinais conseguiu-se saber a fase da vibração relativamente a posição angular já conhecida da massa do sensor fotoelétrico. Pode-se ver com mais detalhes o programa em *MathCad* em apêndice B.

Depois de se medir a amplitude e fase da vibração original nos dois apoios: apoio 1  $\vec{V}_A = 0.074559 \text{ mm} \angle -133.58^\circ$ ; apoio 2  $\vec{V}_B = 0.091931 \text{ mm} \angle -114.283^\circ$ , adicionou-se uma massa de teste de 12 g no plano de correção 1 (esquerdo), numa posição, relativamente a referência, conhecida  $\vec{W}_L = 12 \text{ g} \angle 30^\circ$  e mediu-se a amplitude e fase da vibração nos dois apoios: apoio 1  $\vec{V}'_A = 0.051128 \text{ mm} \angle -93^\circ$ ; apoio 2  $\vec{V}'_B = 0.085356 \text{ mm} \angle -98^\circ$ .

Removeu-se a massa de teste do plano de correção 1 (esquerdo) e adicionou-se a mesma massa de teste no plano de correção 2 (direito), numa posição conhecida  $\vec{W}_R = 12 \text{ g} \angle 45^\circ$  e mediu-se a amplitude e fase da vibração nos dois apoios: apoio 1  $\vec{V}''_A = 0.054823 \text{ mm} \angle -118.293^\circ$ ; apoio 2  $\vec{V}''_B = 0.06877 \text{ mm} \angle -82.8^\circ$ .

Com esses valores, através das equações (24), (25), (28) e (29) encontrou-se o efeito de cada massa de teste no apoio mais próximo e o *cross-effect* causado no apoio mais distante.

$$\begin{aligned}\vec{A}_{AL} &= \frac{\vec{V}'_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_L} = \frac{0.051128e^{-j93^\circ} - 0.074559e^{-j133.58^\circ}}{12e^{j30^\circ}} = 0.004075e^{-j26.543^\circ} \\ \vec{A}_{BL} &= \frac{\vec{V}'_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_L} = \frac{0.085356e^{-j98^\circ} - 0.091931e^{-j114.283^\circ}}{12e^{j30^\circ}} = 0.002166e^{-j31.621^\circ} \\ \vec{A}_{AR} &= \frac{\vec{V}''_A - \vec{V}_A}{\vec{W}_R} = \frac{0.054823e^{-j118.293^\circ} - 0.074559e^{-j133.58^\circ}}{12e^{j45^\circ}} = 0.002171e^{-j32.278^\circ} \\ \vec{A}_{BR} &= \frac{\vec{V}''_B - \vec{V}_B}{\vec{W}_R} = \frac{0.06877e^{-j82.8^\circ} - 0.091931e^{-j114.283^\circ}}{12e^{j45^\circ}} = 0.004081e^{-j26.461^\circ}\end{aligned}$$

Com os valores obtidos, através das equações (33) e (34), conseguimos calcular os valores das duas massas de desequilíbrio e as suas correspondentes posições angulares relativamente a referência do sensor fotoelétrico.

$$\vec{U}_L = \frac{\vec{A}_{BR}\vec{V}_A - \vec{A}_{AR}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BR}\vec{A}_{AL} - \vec{A}_{AR}\vec{A}_{BL}} = 9.928e^{j225.831^\circ}$$

$$\vec{U}_R = \frac{\vec{A}_{BL}\vec{V}_A - \vec{A}_{AL}\vec{V}_B}{\vec{A}_{BL}\vec{A}_{AR} - \vec{A}_{AL}\vec{A}_{BR}} = 19.686e^{j284.271^\circ}$$

Assim, concluímos que o modelo tem uma massa de desequilíbrio no plano 1 (esquerdo) de 9,928 g com uma fase, relativamente a referência do sensor fotoelétrico, de 225.831 graus e no plano 2 (direito) uma massa de desequilíbrio de 19.686 g à 284.271 graus da massa do sensor fotoelétrico.

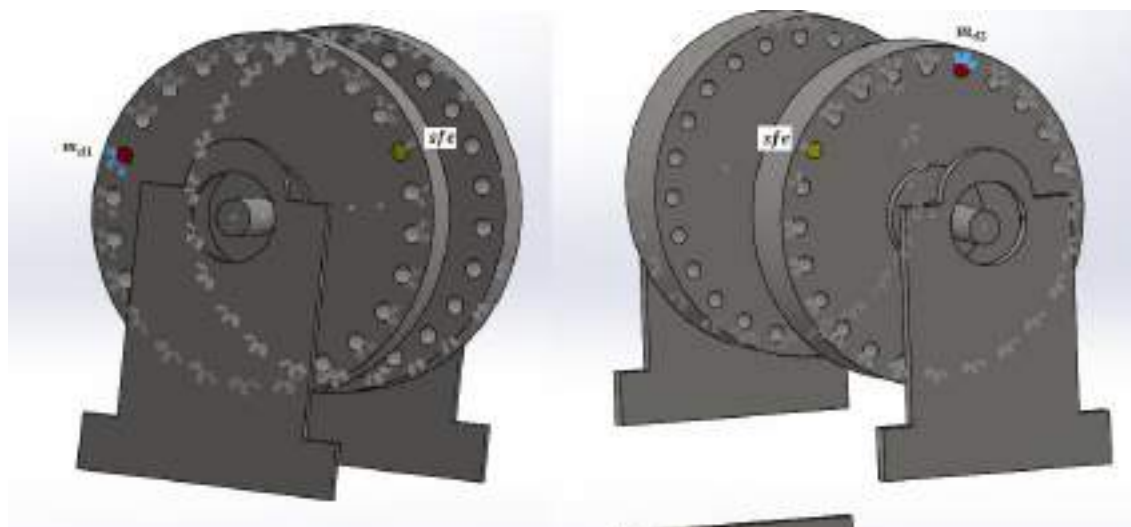


Figura 74 - Confirmação da posição das massas de desequilíbrio relativamente ao sensor fotoelétrico

Podemos ver na Figura 74 que não temos marcado os ângulos 225.831 e 284.271 o que significa que a das massas de desequilíbrio são, por aproximação, 225 e 285 graus.

Como a massa de correção deve ser igual a massa de desequilíbrio com um desfasamento de 180 graus, então, a massa de correção para o plano de de correção 1 será aproximadamente  $\vec{m}_{c1} = 9.928 \text{ g} \angle 45^\circ$  e para o plano2  $\vec{m}_{c2} = 19.686 \text{ g} \angle 105^\circ$ .

Adicionou-se então as massas de correção calculadas nas suas correspondentes posição angular e novamente mediu-se o desequilíbrio nos dois apoios.

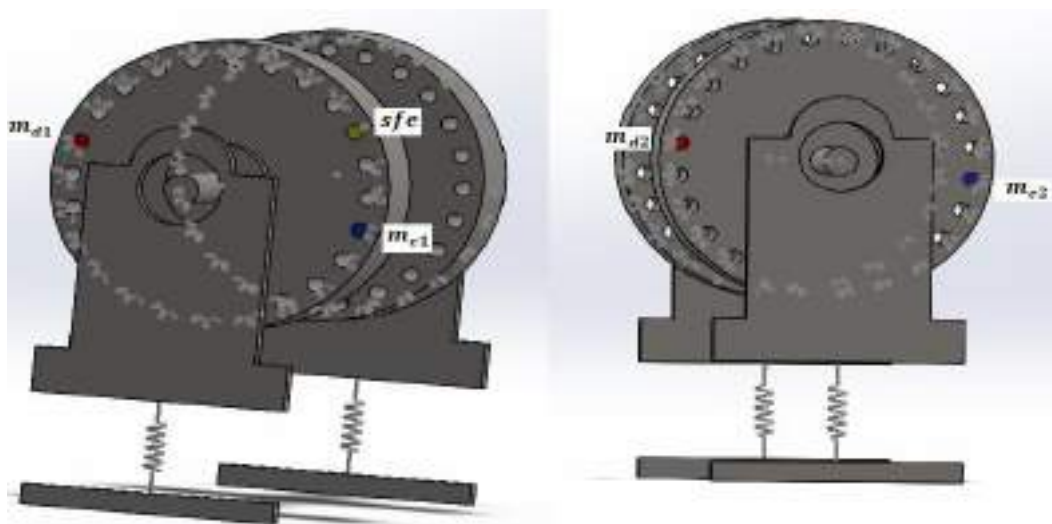


Figura 75 - Rotor equilibrado

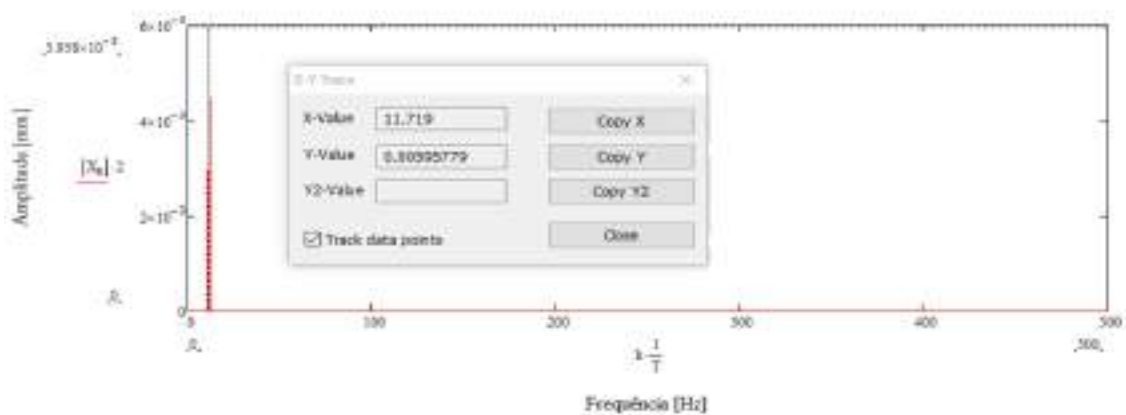


Figura 76 - Amplitude de vibração no apoio 1 após a equilibragem (MathCad)

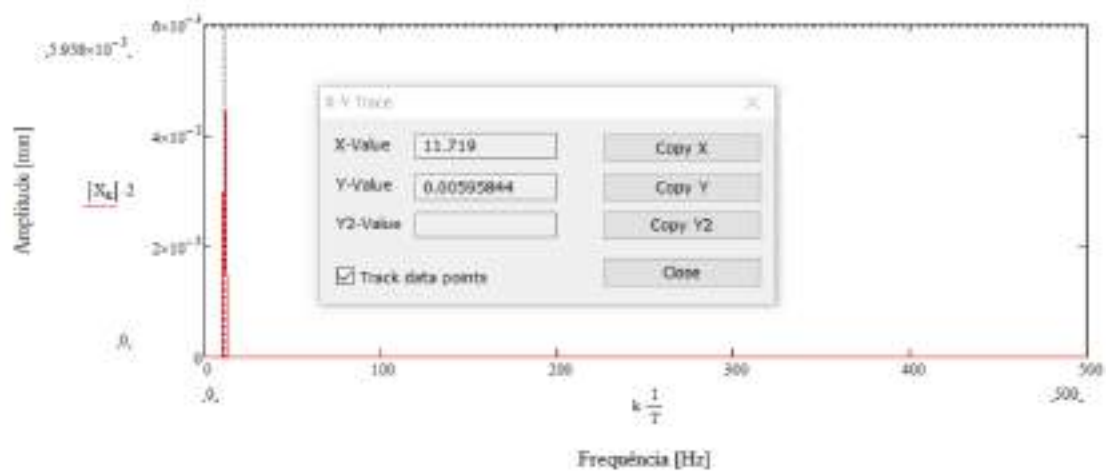


Figura 77 - Amplitude de vibração no apoio 2 após a equilibragem (MathCad)

Para melhor visualização da eficácia deste método criou-se uma tabela com os valores da vibração antes e depois da equilibragem.

Apoio	Amplitude antes da equilibragem	Amplitude depois da equilibragem	Redução do desequilíbrio
Apoio 1	0,074559 mm	0,00595779 mm	92%
Apoio 2	0,091931 mm	0,00595844 mm	93.52%

Tabela 10 - Redução do desequilíbrio

#### 5.1.5. Método de equilibragem num plano aplicado numa equilibragem em dois planos – *SolidWorks*

É possível equilibrar um rotor em dois planos aplicando qualquer uma das técnicas de equilibragem num plano. A equilibragem de uma máquina em dois planos utilizando técnicas de equilibragem num plano é um processo iterativo e que pode ser muito demorado se pretendermos obter uma redução eficaz do desequilíbrio.

Testou-se este método no mesmo modelo em SolidWorks da simulação anterior para podermos ter noção da eficácia entre os dois métodos.

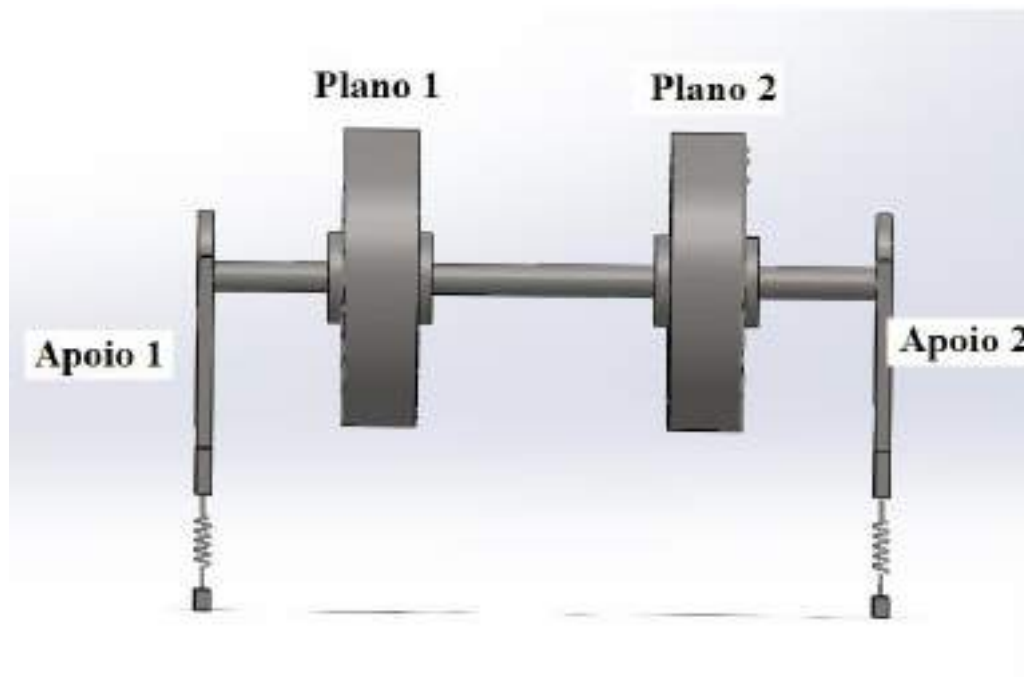


Figura 78 - Modelo feito em *SolidWorks*

Este método consiste, como já se sabe, em equilibrar cada plano de forma independente, começando a equilibragem no plano mais próximo ao apoio que apresenta maior amplitude de vibração.

Já sabemos do teste anterior que o apoio que apresenta maior amplitude de vibração original é o apoio 2 com uma amplitude de vibração, em deslocamento, de 0,091931 mm, por esta razão, iniciou-se a equilibragem do plano de correção 2.

O método de equilibragem num plano escolhido foi o da equilibragem num plano com medição de fase abordado na secção 4.1.1.

Por ser o mesmo modelo utilizado no teste anterior, dispensou-se a necessidade medir a vibração original da máquina e mediu-se a vibração no apoio 2 com uma massa de teste de 12 g adicionada na posição angular de 75 graus ( $\vec{m}_{t2} = 12 \text{ g} \angle 75^\circ$ ) no plano 2 e obteve-se uma amplitude de vibração em deslocamento de  $\vec{V}_{22} = 0,047762 \text{ mm} \angle -96,4^\circ$ .

Para calcularmos o efeito da massa de e a sua fase utilizamos a equação (16) e obtivemos o seguinte resultado para o efeito da massa de teste:

$$\vec{V}_{t22} = \vec{V}_{22} - \vec{V}_{20} = 0,047762e^{-j96,4^\circ} - 0,091931e^{-j114,283^\circ} = 0,049e^{j48,176^\circ}$$

Em que  $\vec{V}_{20}$  representa a amplitude e fase da vibração original.

Agora que já se sabe a amplitude do efeito da massa de teste, a magnitude da massa de teste e a amplitude do desequilíbrio original podemos calcular o valor da massa de correção para o plano de correção 2, através da equação (18):

$$m_{c2} = m_{d2} = m_{t2} \cdot \frac{V_{20}}{V_{t22}} = 12 \times \frac{0,091931}{0,049} = 22,51 \text{ g}$$

Para o cálculo do ângulo de correção utilizamos a equação (19):

$$\phi_c = \phi_d + 180 - \phi_t = -114,283^\circ + 180^\circ - 48,176^\circ = 17,541^\circ$$

É importante lembrar que o ângulo de correção representa a diferença angular entre o efeito da massa de teste e a real fase de fixação da massa de correção, ou seja, a massa de correção deverá ser adicionada na fase  $48,176^\circ + 17,541^\circ = 65,717^\circ$ . Como



o modelo construído não tem um espaço para adição de massa na fase de  $65,717^\circ$ , adicionou-se a massa de correção na fase mais próxima,  $60^\circ$ , como se pode ver na figura abaixo:

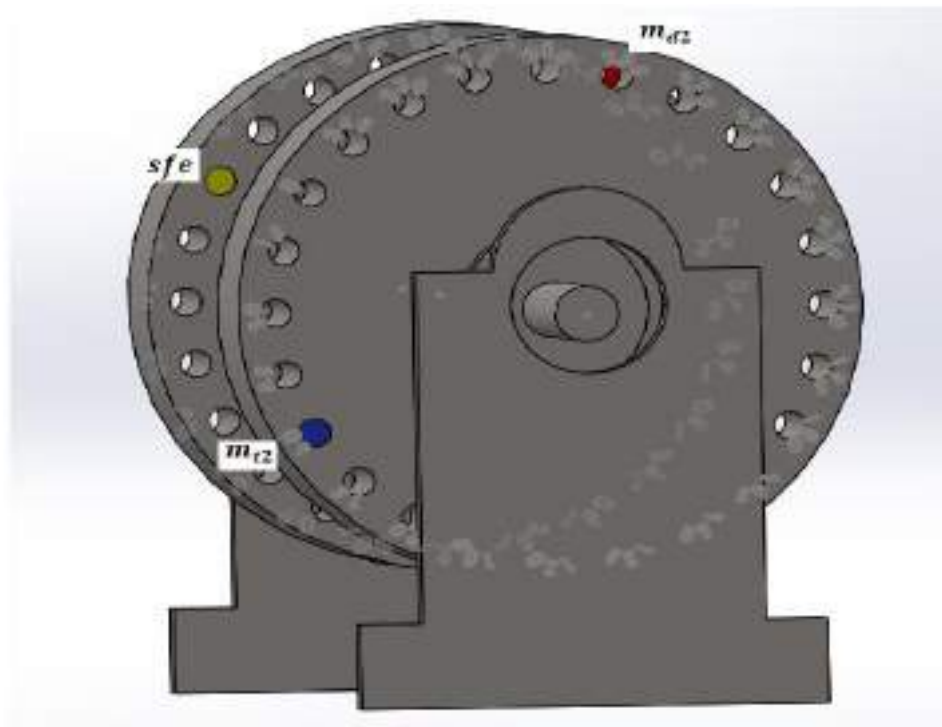


Figura 79 - Massa de correção adicionada à  $60^\circ$  – SolidWorks

Depois de se adicionar a massa de correção no plano 2 à  $60^\circ$ , novamente, mediu-se a vibração no apoio 2 e obteve-se uma amplitude de vibração de  $0,053515 \text{ mm}$ .

Uma vez adicionada a massa de correção no plano 2 passamos a equilibrar o plano de correção 1. Mediu-se a vibração no apoio 1 e obteve-se uma amplitude de vibração de  $\vec{V}_1 0,03707 \text{ mm} \angle -109,04^\circ$ .

Adicionou-se uma massa de teste de  $8 \text{ g}$  na posição angular de  $15^\circ$  ( $\vec{m}_{t1} = 8 \text{ g} \angle 15^\circ$ ) e, seguindo o mesmo processo feito na plano 2, obteve-se uma massa de correção  $m_{c1} = 8,629 \text{ g}$  e uma fase de correção de  $70^\circ$ .

Depois de se adicionar a massa de correção no plano 1, mediu-se a vibração nos dois apoios e obteve-se os seguintes resultados: no apoio 1, uma amplitude de vibração de  $0,015788 \text{ mm}$  e no apoio 2, uma amplitude de  $0,058137 \text{ mm}$ .

Os resultados finais podem ser observados na tabela em baixo.

Apoio	Amplitude antes da equilibragem	Amplitude depois da equilibragem	Redução do desequilíbrio
Apoio 1	0,074559 mm	0,015788 mm	78.9%
Apoio 2	0,091931 mm	0,058137 mm	36.8%

Tabela 11 - Redução do desequilíbrio

A percentagem da redução do desequilíbrio nos dois planos pode ser melhorada com a continuação do processo de equilibragem, ou seja, por ser um método iterativo, podemos melhorar os resultados mantendo as massas de correção adicionadas e repetir todo o procedimento, iniciando uma nova equilibragem no plano 2, depois no plano 1. Repetir o processo até atingirmos a percentagem de redução desejada.

O programa para os cálculos deste método foi efetuado no *MathCad* e pode ser visto nas figuras em apêndice C.

## 5.2. Teste em laboratório

Na engenharia, bem como nas outras áreas, é fundamental e indispensável o teste de um determinado método ou técnica estudada em modelos construídos nos programas *CAD (Computer Aided Design)* de modo a conseguirmos prever a eficiência do método estudado. Esses programas são de grande ajuda e apresentam resultados bem próximos ao dos modelos reais, porém, não é o suficiente porque existem fatores no mundo real que podem influenciar o comportamento da máquina ou estrutura que não são previstos pelo programa.

Exemplo disso é:

- O *Motion Analysis* do *SolidWork* considera que todo o material é puramente rígido, ou seja, nenhum material apresenta flexibilidade numa simulação no *Motion Analysis*;

- Quando juntamos duas peças no *SolidWork* fazendo um Mate ou quando fazemos um fixe numa superfície, o rigor dessas ações não são os mesmos no mundo real.

Por estas e outras razões, é igualmente fundamental e indispensável o teste em laboratório utilizando máquinas ou estruturas reais, podendo ser ou não, de pequena escala.

#### **5.2.1. Descrição do modelo real utilizado em laboratório**

Para a realização dos testes de equilibragem utilizou-se uma bancada com um motor eléctrico no laboratório de vibrações (sala 23) do Departamento de Ciências e Tecnologia da Escola Naval.

Para o teste, utilizou-se um motor eléctrico, modelo sk63L, trifásico da marca NORDAC, nele acoplado um rotor com um diâmetro de 14 cm e uma espessura de 2 cm (rotor estreito), controlado por um variador de frequência da mesma marca, de modelo 500E, como se pode observar na Figura 80 e Figura 81. O motor tem uma potência de 0,21 kW com um factor de potência de 0,64.

Para a leitura e aquisição dos dados utilizou-se um acelerômetro da marca Phidgets (Spatial 0/0/3) com capacidade de medir frequências até 125 Hz. O sinal da vibração foi analisado utilizando um programa feito no LabView 2015.



Figura 80 - Modelo real utilizado no laboratório



Figura 81 - a) Inversor NORDAC 500E; b) Phidgets Spatial 0/0/3

### 5.2.2. Equilibragem num plano sem medição de fase

Para se testar esta técnica no modelo real em laboratório, primeiramente, foi necessário criar um programa em *LabView* para a análise dos dados medidos pelo acelerómetro (Phidgets Spatial 0/0/3), que pode ser visto nas figuras em apêndice D.

Com o programa criado e a funcionar corretamente, medimos a vibração que o motor apresenta quando está a funcionar sem qualquer desequilíbrio provocado numa velocidade de rotação de 765 RPM (12,75 Hz) (Figura 82), por forma a termos uma referência do estado do motor antes de provocarmos o desequilíbrio para o teste. O espectro de frequência de funcionamento normal do motor, antes do desequilíbrio provocado, pode ser observado na Figura 83.



Figura 82 - Velocidade do motor, 765 RPM

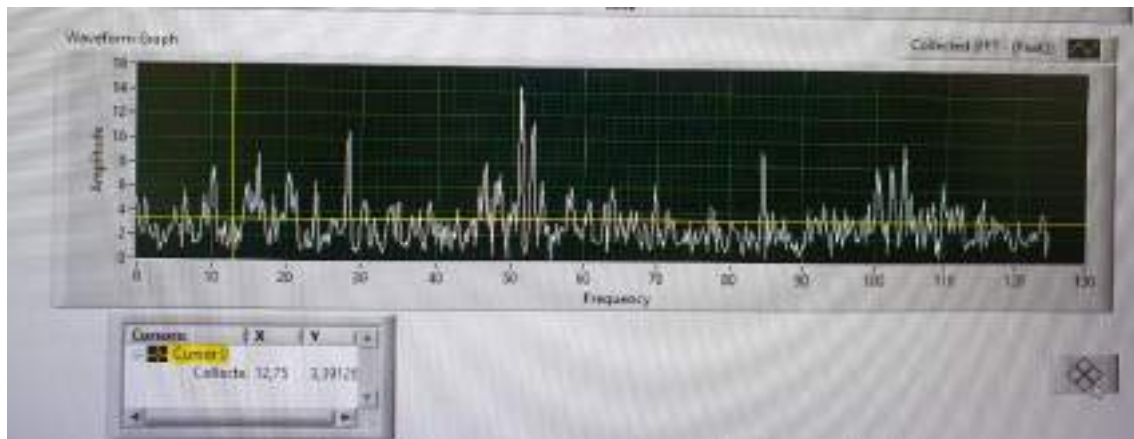


Figura 83 - Espectro de frequências em  $\text{mm/s}^2$  do motor antes de se provocar um desequilíbrio

Podemos observar na Figura 83 pequenos picos de frequências. A frequência que nos interessa para o teste é a frequência de rotação da máquina por ser o principal indicador do desequilíbrio e que está com uma amplitude a variar entre 1 à 5  $\text{mm/s}^2$ .

#### 5.2.2.1. Procedimentos de equilibragem

Conhecendo o comportamento do motor quando está “equilibrado”, iniciamos com o teste:

- Primeiro, adicionamos uma massa de 5,8 g no rotor para provocar o desequilíbrio no motor;



Figura 84 - Massa de desequilíbrio adicionada

- Com a massa de desequilíbrio adicionada, ligou-se o motor com uma velocidade de 765 RPM (12.75 Hz) e mediu-se uma amplitude de vibração de  $V_i = 63 \text{ mm/s}^2$ ;

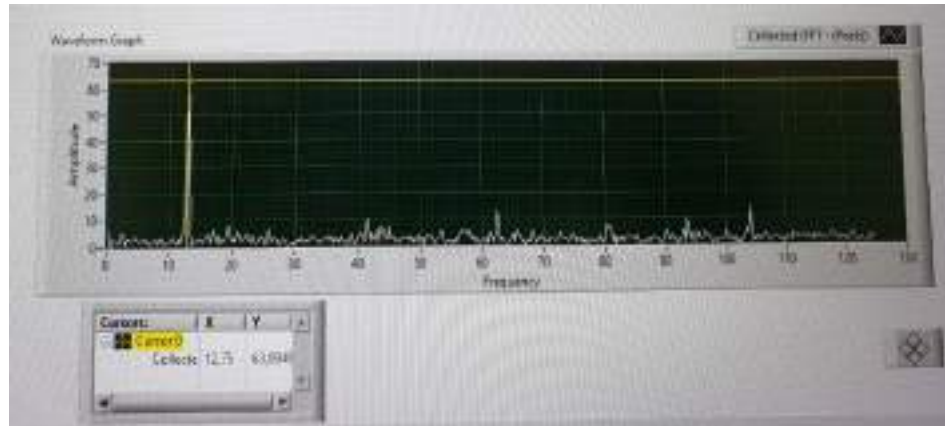


Figura 85 - Amplitude de vibração do desequilíbrio inicial

- Considerou-se a amplitude de  $63 \text{ mm/s}^2 = 3 \text{ cm}$  e numa folha com um gráfico polar, desenhou-se uma circunferência de raio igual à três centímetros e com o centro a coincidir com a origem do gráfico polar, como se pode observar na Figura 92;
- De seguida, adicionou-se uma massa de teste de 3,6 g na posição angular de zero graus, num raio de aproximadamente 7 cm e mediu-se uma amplitude de vibração de  $V_0 = 82.5 \text{ mm/s}^2$  que corresponde a 4 cm, como se pode ver na Figura 86 e Figura 87.

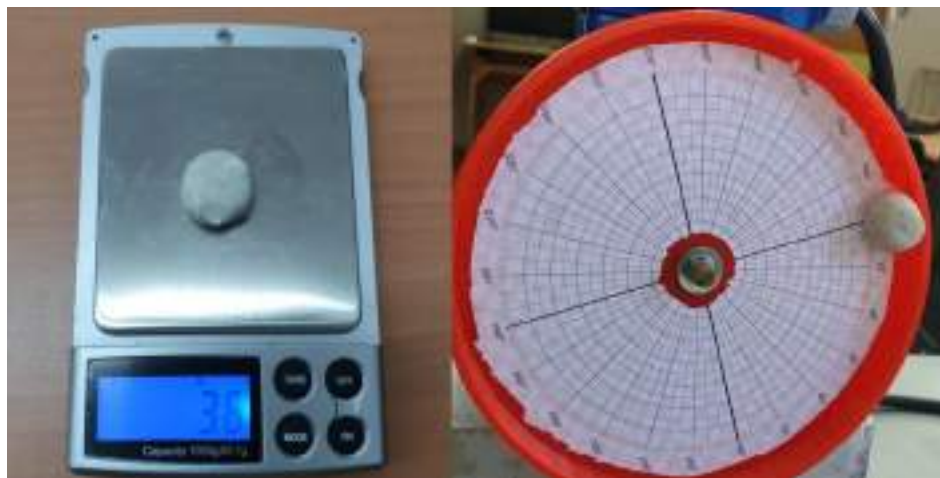


Figura 86 - Massa de teste adicionada em zero graus



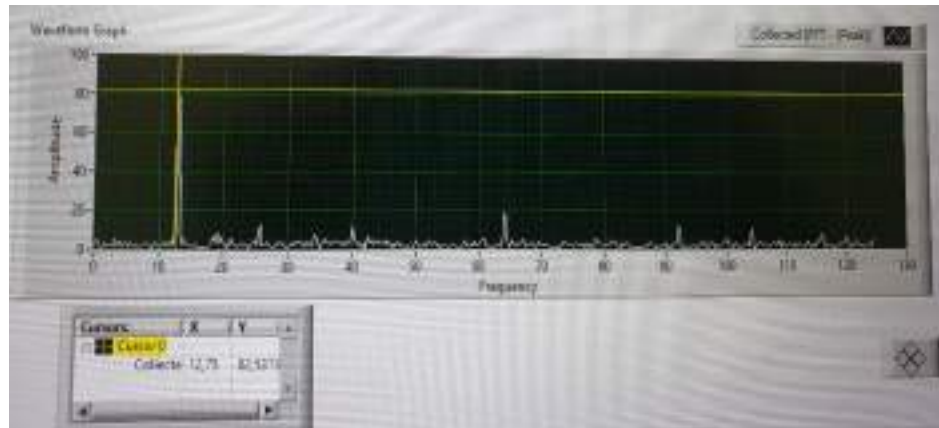


Figura 87 - Amplitude de vibração com a massa de teste a zero graus

- Sabendo que  $82.5 \text{ mm/s}^2$  corresponde à 4 cm, desenhou-se uma circunferência de raio igual à 4 cm com o centro a coincidir com o ponto de interseção da circunferência anteriormente traçada com a direção de zero graus, como se pode ver na Figura 92;
- De seguida, removeu-se a massa de teste da posição anterior e fixou-se na posição angular de 120 grau e mediu-se uma amplitude de vibração de  $V_{120} = 89.4 \text{ mm/s}^2 = 4.2 \text{ cm}$ , como se pode observar na Figura 88 e Figura 89;



Figura 88 - Massa de teste adicionada em 120 graus

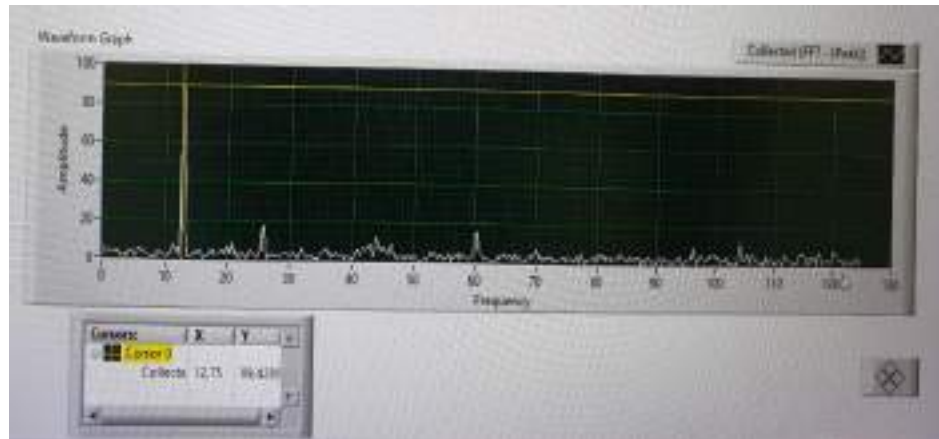


Figura 89 - Amplitude de vibração com a massa de teste a 120 graus

- Sabendo que  $89,4 \text{ mm/s}^2$  corresponde à  $4,2 \text{ cm}$ , desenhou-se uma circunferência de raio igual à  $4,2 \text{ cm}$  com o centro a coincidir com o ponto de interseção da circunferência correspondente ao desequilíbrio inicial com a direção de  $120$  graus, como se pode ver na Figura 92;
- Removeu-se a massa de teste da posição angular anterior e fixou-se na posição angular de  $240$  graus e mediu-se uma amplitude de vibração de  $V_{240} = 23 \text{ mm/s}^2 = 1.1 \text{ cm}$ ,

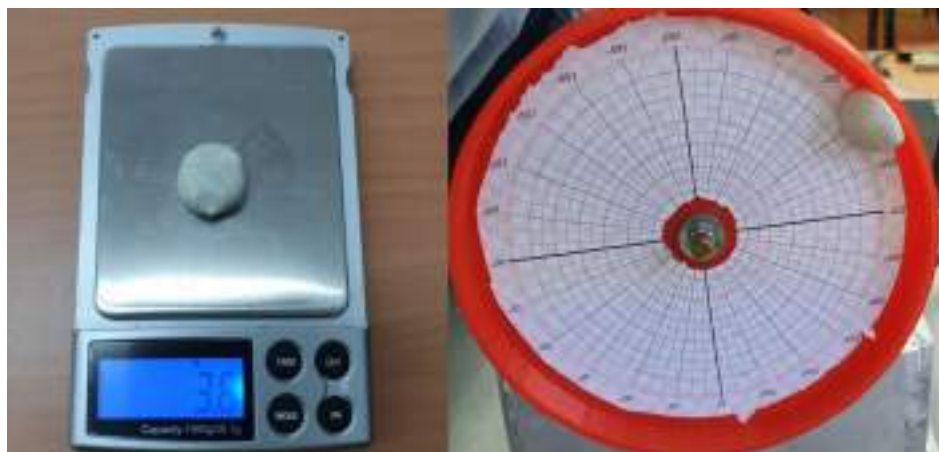


Figura 90 - Massa de teste adicionada a 240 graus



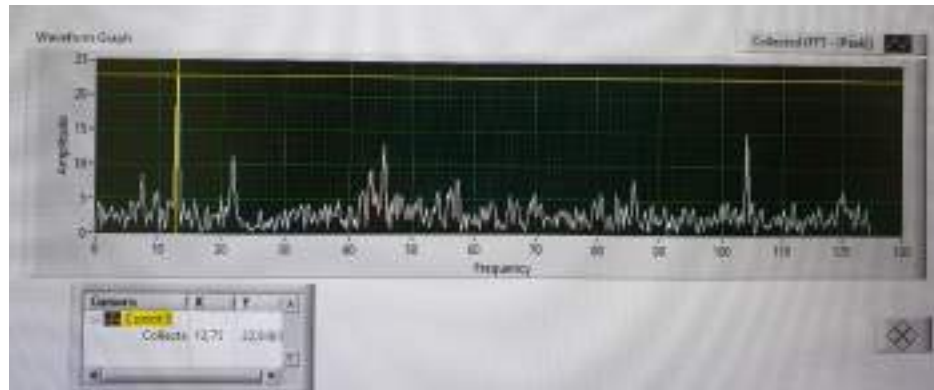


Figura 91 - Amplitude de vibração com a massa de teste a 240 graus

- Sabendo que  $23 \text{ mm/s}^2$  corresponde à 1,1 cm, desenhou-se uma circunferência de raio igual à 1,1 cm com o centro a coincidir com o ponto de interseção da circunferência correspondente ao desequilíbrio inicial com a direção de 240 graus, como se pode ver na Figura 92;
- Depois de traçar todas as circunferências no diagrama polar, verificou-se que as três circunferências correspondentes as amplitudes de vibração com a massa de teste nas diferentes posições angulares intercetam-se num ponto, como podemos observar na Figura 92;

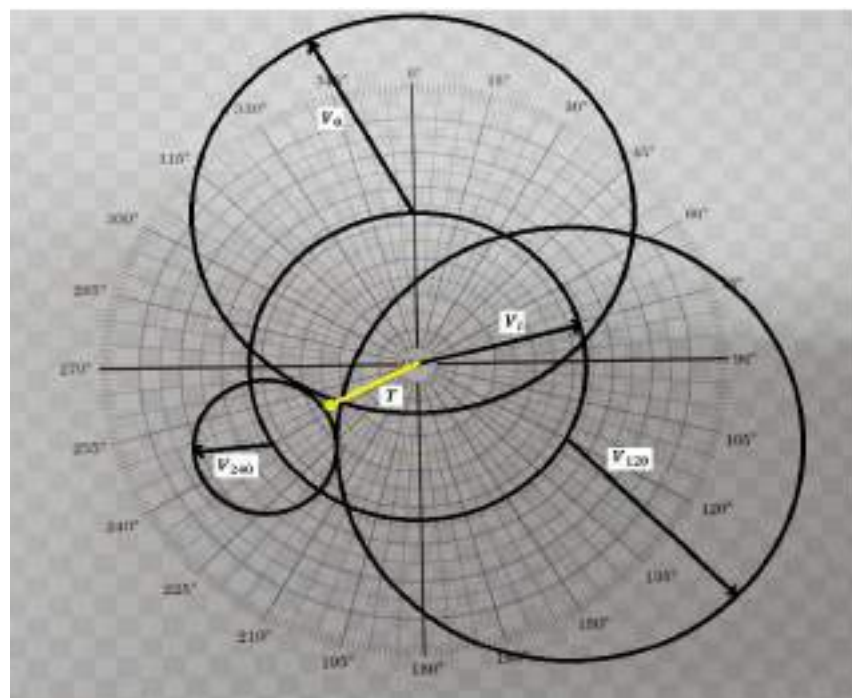


Figura 92 - Solução para a massa de correção e a sua localização

O vetor  $T$  na figura em cima, dá-nos indicação da magnitude da massa de correção e a sua localização.

Tal como esperado, o vetor  $T$  indica uma fase de  $245^\circ$  para a massa de correção e tem um comprimento de 1,9 cm. Calculamos a massa de correção da seguinte equação:

$$m_c = m_t \times (V_i/T) \quad (45)$$

$$m_c = 3,6 \times \frac{3}{1,9} \approx 5,7 \text{ g} \quad (46)$$

- Calculadas a massa de correção e a sua respetiva fase, adicionou-se uma massa de 5,7 g na posição 245 graus do rotor e mediu-se uma amplitude de vibração de  $13,9 \text{ mm/s}^2$ , como se pode observar na Figura 93 e Figura 94



Figura 93 - Massa de correção fixada a 245 graus

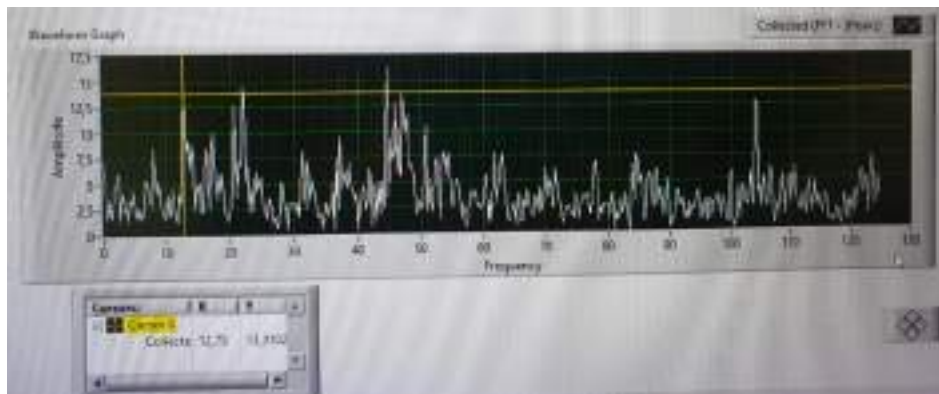


Figura 94 - Amplitude de vibração com a massa de correção adicionada

Podemos observar na Figura 94 que o espectro de frequências está com um aspeto semelhante ao espectro de frequência que o motor apresentou antes de lhe ser adicionado a massa de desequilíbrio de 5,8 g para o teste de equilibragem. Podemos facilmente verifica que houve uma redução considerável do desequilíbrio.

Pode-se observar os valores obtidos em cada medição feita de forma resumida na tabela em baixo.

Leitura	Massa adicionada (g)/Fase(°)	Amplitude de vibração (g)
1ª	Sem massa adicionada	63 g
2ª	3.6 g/0°	82.5 g
3ª	3.6 g/120°	89.4 g
4ª	3.6 g/240°	23 g
5ª	5,7 g/255°	13.9 g

**Redução da amplitude de vibração:**  $\frac{63-13.9}{63} \times 100 \approx 78\%$

Tabela 12 - Amplitudes de vibração durante o processo de equilibragem

### 5.2.3. Equilibragem num plano sem medição de fase – Método gráfico

Para o teste deste método no laboratório utilizou-se o mesmo motor elétrico do teste anterior nas mesmas condições de desequilíbrio.



Figura 95 - Condições de desequilíbrio no rotor

Como já é sabido, o processo consistiu em adicionar uma massa de teste (3,6 g, neste caso) em diferentes posições de fase com um intervalo de 15° e registrar a amplitude de vibração do rotor em cada posição. Assim, com esses dados, criou-se a seguinte tabela:

Posição angular da massa de teste [°]	Amplitude de vibração [mm/s <sup>2</sup> ]
0	85,6191
15	95,4525
30	102,034
45	107,285
60	112,406
75	113,066
90	110,79
105	104,254
120	100,775
135	95,0345
150	83,5143
165	76,2227
180	67,1052
195	54,9131
210	45,9856
225	37,5233
240	27,8234
255	22,4538
270	26,7959
285	34,9386
300	46,8771
315	56,2158
330	70,0167
345	78,8294
360	85,6191

Tabela 13 - Amplitude de vibração para diferentes posições da massa de teste (Laboratório)

Utilizando o Excel, com as amplitudes medidas, construímos um gráfico para verificar a harmônica e obter os valores para  $V_d$  e  $V_t$ .

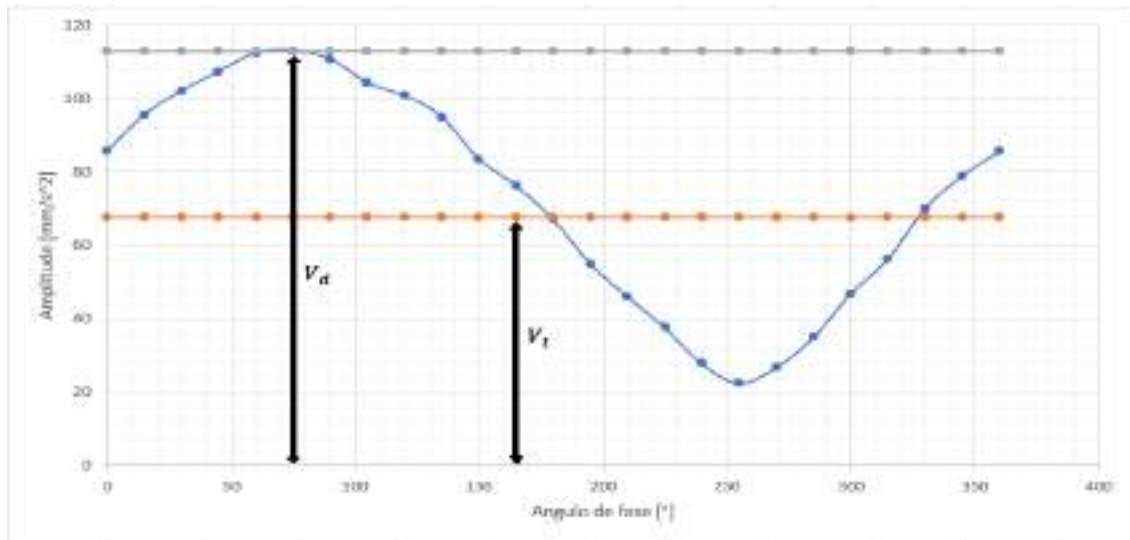


Figura 96 - Gráfico da amplitude de vibração para diferentes posições da massa de teste

Encontrados os valores de  $V_d$  e  $V_t$ , calculou-se a massa de correção através da equação  $m_c = m_d = \frac{V_d \cdot m_t}{V_t}$ .

$$m_c = m_d = \frac{113,066 \times 3,6 \text{ g}}{67,7566} = 6 \text{ g}$$

Sabe-se que a massa propositadamente adicionada para provocar desequilíbrio no motor é de 5,8 g e através deste método encontrou-se uma massa de correção que se pode considerar aproximada a massa de desequilíbrio.

A localização da massa de correção ( $\phi_c$ ) será o ângulo inverso da máxima amplitude de vibração com a massa de teste adicionada ( $75^\circ + 180^\circ = 255^\circ$ ).

Adicionou-se então uma massa de correção de 6 g num ângulo de fase de  $255^\circ$  e verificou novamente a amplitude da vibração em aceleração.



Figura 97 - Massa de correção adicionada

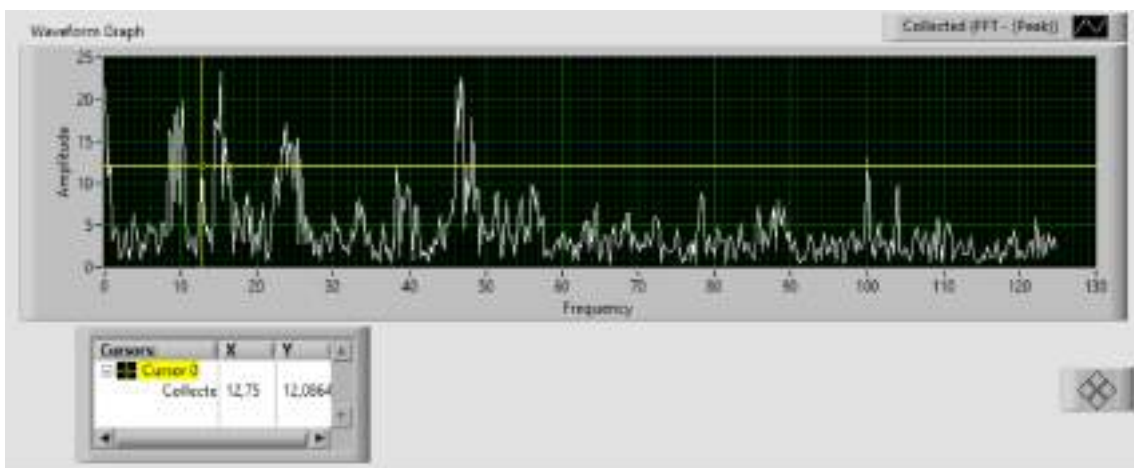


Figura 98 - Amplitude de vibração à frequência de rotação da máquina depois de se adicionar a massa de correção

Podemos observar na Figura 98 uma amplitude de vibração, depois da correção do desequilíbrio, de  $12,0864 \text{ mm/s}^2$ . Relativamente ao desequilíbrio inicial (provocado),  $63,0948 \text{ mm/s}^2$ , houve uma redução de 80,84%.

## **6. Equilibragem na Marinha**

A Marinha Portuguesa é uma organização que, devido às missões que lhe são atribuídas, é-lhe exigida um elevado nível de operacionalidade (Ramos, 2019). Essas missões são: salvaguarda da vida humana no mar, salvaguarda dos interesses do território marítimo Português e a representação de Portugal em missões e exercícios internacionais (Ramos, 2019).

Para que os navios da Marinha Portuguesa consigam manter o elevado nível de operacionalidade é indispensável que, pelo menos, os equipamentos vitais estejam sempre disponíveis. Assim, para mantê-los disponíveis, a Marinha Portuguesa tem um Sistema de Gestão de Manutenção que através da Manutenção preventiva, diminui a probabilidade de avaria dos equipamentos aumentando a sua fiabilidade (Ramos, 2019).

Atualmente as máquinas rotativas das Unidades Navais da Marinha Portuguesa são equilibradas pela Arsenal do Alfeite.

### **6.1. Deteção do desequilíbrio**

Para a deteção de um dano ou avaria numa máquina ou estrutura é indispensável que se faça o controlo de condição nos equipamentos para se evitar danos graves.

O controlo de condição é o processo de determinação da condição das máquinas e estruturas, enquanto em funcionamento, para se prever e programar a reparação mais eficiente antes da ocorrência de qualquer falha grave.

Este tipo de manutenção evita trabalhos não programados, prejuízos elevados de paragens imprevistas dos equipamentos e ajuda na solicitação antepada de sobresselentes.

A Marinha Portuguesa implementou em 2016 o projeto VibControl no controlo de condição com a finalidade de reduzir as avarias e danos dos equipamentos dos navios através de uma medição de vibração periódica (mensalmente) aos equipamentos. O projeto Vibcontrol está na responsabilidade do Gabinete de Controlo de Condição (GAV) (Ramos, 2019).



Para fazer a medição de vibração nos equipamentos o GAV usa um instrumento de medição de vibração portátil (Analyser), como podemos ver na figura em baixo.



Figura 99 - Instrumento portátil de medição de vibração

Os equipamentos abrangidos pelo VibControl são: unidades de ar condicionado, compressores, bombas de incêndio, máquina do leme, centrifugador de óleo e combustível e diversas outras bombas. Para cada equipamento a medição é feita com base na sua correspondente ficha técnica de avaliação de condição (FITAC) onde consta os critérios de aceitação de vibração do equipamento segundo a ISO 20816-1, como se pode ver em anexo D.

Assim, quando não é possível detetar o dano de uma determinada máquina rotativa através do ruído excessivo, vibrações excessivas ou outros sinais sensíveis aos nossos órgãos de sentido, a deteção dos danos são conseguidas através do projeto vibcontrol.

A deteção de um dano é conseguida através de:



- Medições periódicas (extração de parâmetros/indicadores sensíveis ao dano);
- Análise estatística dos indicadores (fiabilidade dos indicadores);
- Comparação (medição atual versus medição de referência ou norma severidade, medição atual versus medições anteriores ou análise de tendência, medição atual versus medição das outras máquinas iguais).

No caso das máquinas rotativas, a detecção de amplitudes de vibração elevadas pode não significar a existência de um desequilíbrio.

## **6.2. Diagnóstico do desequilíbrio**

Normalmente, a técnica de controlo de condição por medição de vibração das máquinas rotativas das Unidades Navais (Vibcontrol) consiste em, simplesmente, controlar as amplitudes de vibração de cada equipamento. Quando se deteta níveis elevados de vibração numa máquina rotativa, faz-se o diagnóstico para se identificar o dano.

No equipamento em causa, volta-se a medir não só a amplitude de vibração mas também a sua fase na direção e nos pontos definidos na FITAC correspondente ao equipamento.

Atualmente, muitas das vezes o GAV permite o pessoal do serviço de mecânica faça as medições periódicas de vibração nos equipamentos das Unidades Navais fornecendo um dos Analysers. Quando se deteta a existência de um dano, para o diagnosticar é necessária uma análise mais profunda de um especialista do GAV.

Para se diagnosticar o desequilíbrio deve-se fazer as seguintes análises do espectro de frequência do sinal no tempo:

- Verificação da repetibilidade e rigor da medição;
- Localização da fonte de vibração;
- Cálculos de indicadores;
- Interpretação dos espectros de frequências (por bandas e frequências características);

- Interpretação das harmónicas;
- Análise das diferentes amplitudes (em termos absolutos ou relativos, por relação de fases, direções de medida, por taxa de variação no tempo e por alterações em função da velocidade ou outro parâmetro de funcionamento)

O GAV não é responsável pela equilibragem das máquinas rotativas dos navios, no entanto, se for diagnosticado o desequilíbrio num determinado equipamento o GAV emite um relatório ao navio e esse por sua vez, pelo Departamento da Plataforma (DPA) faz o pedido de trabalho (PT) para equilibragem ao Arsenal do Alfeite.

### **6.3. Equilibragem na Arsenal do Alfeite**

A Arsenal do Alfeite é uma empresa que se encontra localizada dentro da Base Naval de Lisboa. Dedica-se principalmente à satisfação das necessidades de construção, manutenção e reparação naval da Marinha Portuguesa, de outras Marinhas pertencentes a NATO e comerciais, utilizando tecnologias avançadas nomeadamente nas áreas da eletrónica, da optronica, do armamento, da mecânica e da eletrotecnia (Alfeite S.A, 2016). Dispõe ainda de um sistema da qualidade, certificado segundo a norma ISO 9001:2008 e um conjunto de laboratórios de ensaios e calibrações acreditados pelo Instituto Português de Acreditação segundo a norma NP EN ISO/IEC 17025 (Alfeite S.A, 2016).

As instalações elétricas da Arsenal do Alfeite dispõem de três bancos de equilibragem do tipo soft bearing e hard bearing, dos quais, dois bancos são da marca IRD; modelos B200F e B3, equipados com os respetivos calculadores, sensores de vibração e fotocélula. O terceiro banco de equilibragem é da marca Elettrovara, um banco muito antigo e que, por questões de confidencialidade da empresa, não tive oportunidade de ver a máquina e muito menos, o acesso às suas características.

#### **6.3.1. Máquina de equilibragem do tipo *Soft-bearing***

São máquinas que durante a equilibragem do rotor só permitem que o rotor se mova numa única direção, normalmente horizontal ou perpendicular ao eixo de rotação.

Outras características desse tipo de máquinas são (IRD, 2020):

- A equilibragem é feita numa frequência duas vezes maior que a frequência de ressonância da suspensão dos apoios;
- Mede e mostra o atual movimento ou deslocamento do rotor enquanto este estiver a girar, o que permite verificar se o rotor foi corretamente equilibrado;
- A maior vantagem das máquinas de equilibragem do tipo *soft-bearing* é o facto de elas serem versáteis e conseguirem equilibrar uma grande gama de pesos de rotores na mesma máquina;
- Note na Figura 100 que a orientação do sistema dos rolamentos permite que o pêndulo se mova para direita e para a esquerda com o rotor. O deslocamento é gravado pelo sensor de vibração e utilizado para o cálculo do desequilíbrio.

### **6.3.2. Máquina de equilibragem do tipo *Hard-bearing***

Este tipo de máquina de equilibragem têm apoios rígidos e conseguem medir a vibração através de sofisticados dispositivos eletrônicos (IRD, 2020).

Outras características desse tipo de máquinas são (IRD, 2020):

- Requer uma base rígida e maciça onde eles possam ser permanentemente configurados e calibrados pelo fabricante;
- A teoria por trás desse sistema de equilibragem é que o rotor é completamente contrangido e as forças que o rotor coloca nos apoios devido ao desequilíbrio são medidas;
- Normalmente este tipo de máquinas são usadas em operações de produção manufaturada onde é necessário uma grande produção em pouco tempo;
- A principal vantagem das máquinas de equilibragem do tipo *hard-bearing* é o facto de elas conseguirem fazer a medição do desequilíbrio em pouco tempo o que é útil para a equilibragem de um grande número de rotores.

### 6.3.3. Descrição das máquinas de equilibragem da Arsenal do Alfeite

#### 6.3.3.1. B series – B200F

A B200F é uma máquina de equilibragem dinâmica, do tipo *soft-bearing* e de eixo horizontal dotada de equipamentos de equilibragem de precisão fornecidos pela IRD (IRD, 2020).

A IRD fornece dois apoios de suspensão modular, dois apoios de trabalhos em rolos, uma pólia do motor de acionamento, pólias intermediárias, correias para transmitir a rotação do motor elétrico ao rotor á equilibrar e desenhos de fabricação (IRD, 2015a).



Figura 100 - Máquina de equilibragem B200F IRD - Arsenal do Alfeite

#### 6.3.3.2. Máquina de equilibrar B5

A B5 é uma máquina de equilibragem dinâmica, do tipo *soft-bearing* e de eixo horizontal, mais recente relativamente à B200F, que pode ser usada com qualquer instrumento de equilibragem da IRD. Esta máquina é adequada para equilibrar uma grande variedade de pequenos à médios equipamentos como: ventiladores, impulsores e turbinas (IRD, 2015b).



Figura 101 - Máquina de equilibragem B5 IRD - Arsenal do Alfeite

#### 6.3.3.3. Sensores

Para transformar a vibração do rotor desequilibrado em sinal elétrico os bancos de equilibragem dispõem de dois sensores de vibração IRD model 544 e um sensor fotoelétrico também da IRD e que, devido ao desgaste da etiqueta, não se conseguiu ver o modelo.



Figura 102 - a) Sensor de velocidade - b) Sensor fotoelétrico - Arsenal do Alfeite

#### 6.3.3.4. Calculadores

A máquina B5 está equipada com o instrumento de equilibragem Model 290, um instrumento que pode ser usado tanto para as máquinas de equilibragem do tipo *soft-bearing* quanto para as do tipo *hard-bearing*.

O Model 290 é um computador fácil de se usar com um incomparável desempenho na equilibragem de todos os tipos de rotores em máquinas do tipo *soft-bearing* e *hard-bearing*, como se não bastasse, o Model 290 pode ser usado para substituir instrumentos desatualizados e melhorar o desempenho das máquinas antigas. É um instrumento que pode ser usado por qualquer pessoa com formação básica para equilibrar um rotor. Uma vez o instrumento calibrado, o operador simplesmente precisa de introduzir as medições do rotor, girar o rotor e ler a correção do desequilíbrio no monitor. O Model 290 fornece uma grande gama de velocidade de equilibragem, uma elevada precisão de medição e uma filtragem de sinal único (IRD, 2006b).



Figura 103 - Calculador Model 290 - Arsenal do Alfeite

A B200F está equipada com o calculador Model 245 que foi descontinuado e substituído pelo Model 246, por esta razão, não foi possível encontrar o manual do Model 245 no site da IRD. O Model 246 tem as funcionalidades muito idênticas ao modelo descontinuado, assim, descreveremos o Model 246.

O calculador Model 246 é um instrumento de equilibragem portátil, fácil de usar com o velocidade automática para a medição da amplitude e fase da vibração. Pode ser usado para se fazer uma equilibragem no local ou em banco, nas máquinas de equilibragem do tipo *soft-bearing* e *hard-bearing*. Também pode ser usado para substituir instrumentos desatualizados e melhorar o desempenho de máquinas de equilibragem antigas. É um calculador pequeno leve e fácil de transportar (IRD, 2006a).



Figura 104 – a) Calculador Model 245 (Arsenal do Alfeite) vs b) Calculador Model 246

#### **6.4. Teste do método de equilibragem num plano com medição de fase na Arsenal do Alfeite**

##### **6.4.1. Descrição do rotor**

Para o teste utilizamos o rotor desequilibrado de uma bomba que, devido à sua geometria, era mais exequível a equilibragem num plano de correção. O rotor tinha uma massa total de 6.26 kg, plano de correção com 125 mm de diâmetro e um comprimento de 415 mm. Na tabela de graus de qualidade para diferentes tipos de rotores rígidos da ISO 1940/1, o rotor utilizado enquadra-se no grupo de rotores de G 2.5.



Figura 105 - Plano de correção - Arsenal do Alfeite



O método de equilibragem num plano foi escolhido porque a restante massa ao longo do comprimento veio do rotor tem pouca influência no desequilíbrio devido à relação entre o diâmetro do rolo e o seu comprimento, enquanto na extremidade do plano de correção temos uma maior relação entre o diâmetro e o comprimento, como podemos observar na Figura 105.

#### 6.4.2. Preparação e procedimentos da equilibragem

Para o teste utilizamos o banco da máquina B5 com o calculador Model 290.

Por ser um teste e por previamente sabíamos que o rotor estava desequilibrado, dispensou-se a análise de frequência antes do procedimento de equilibragem para verificar o desequilíbrio do rotor.

Antes de se iniciar com a equilibragem do rotor tivemos que definir os seguintes valores no calculador Model 290:

1. A massa do rotor a ser equilibrado;
2. O tipo de rotor a ser equilibrado;
3. A distância entre os dois apoios;
4. A distância do plano de correção e o apoio mais próximo;
5. O diâmetro do plano de correção;
6. A máxima velocidade operacional do rotor;
7. O grau de equilibragem pretendido.

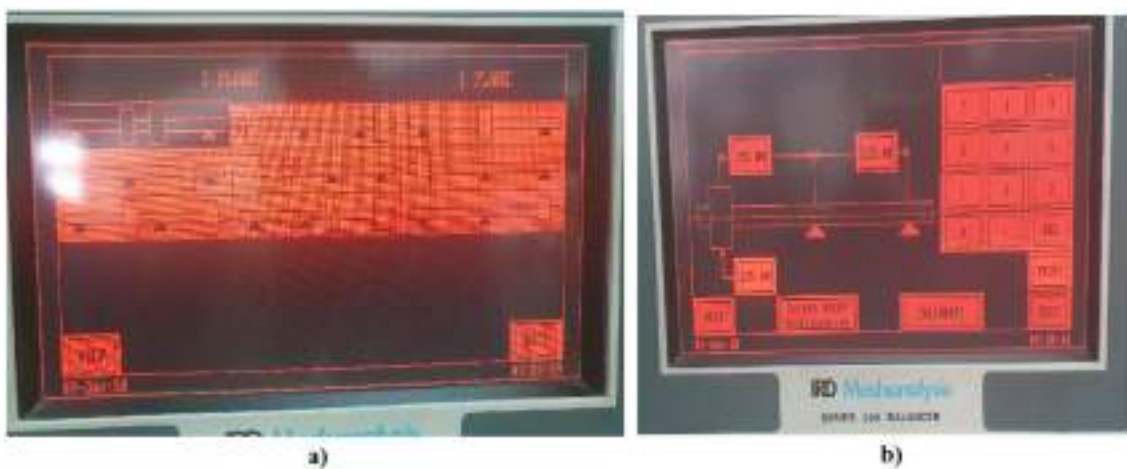


Figura 106 - Definição do tipo de rotor e as distâncias



Depois de se definir esses valores no calculador, deve-se verificar com um nível se o rotor encontra-se perfeitamente na posição horizontal.

O banco de equilibragem da máquina B5 tem um instrumento conhecido como “calibrador” (Cheshire Model CAL) que dispensa a necessidade de uma corrida inicial da máquina para se calcular a fase e a amplitude do desequilíbrio original.

Sem correr a máquina, consoante os valores definidos, o calibrador gera uma vibração no rotor que permite o calculador apresentar a amplitude e fase do desequilíbrio do rotor.



Figura 107 - Cheshire Model CAL "calibrador" Arsenal do Alfeite

Mas, como o objetivo era seguir ao máximo possível os procedimentos do método de equilibragem num plano com medição de fase, fez-se uma corrida inicial para calcular a amplitude e fase do desequilíbrio original.

Iniciou-se a corrida de inicial com uma velocidade de 900 RPM. É importante referir que, na prática, não se pode colocar o rotor de imediato a rodar na velocidade pretendida para a equilibragem, deve-se aumentar gradualmente a velocidade de equilibragem de modo a evitar haja peças a saltarem devido ao desequilíbrio, o que pode colocar em causa a integridade física do operador.

Na corrida inicial constatou-se a existência de um deslocamento do centro de massa relativamente ao centro geométrico (excentricidade) de  $24.3 \mu\text{m}$  numa fase de  $45^\circ$ , isso porque o calculador Model 290 está programado para medir o desequilíbrio

segundo a norma ISO 1940/1. E que se deve remover uma massa de 1.69 g à 45° ou adicionar uma massa de 1.69 g à 225°.

Segundo a ISO 1940/1, para um rotor com uma velocidade máxima de serviço de 1750 RPM e um grau de equilibragem de G 2.5, a excentricidade máxima permitida deverá ser aproximadamente 16  $\mu\text{m}$ , como podemos ver na figura em anexo B. Como o rotor utilizado no teste apresentava uma excentricidade de 24.3  $\mu\text{m}$ , significa que deve-se fazer uma equilibragem.



Figura 108 - Valores do desequilíbrio original - Arsenal do Alfeite

Com um medidor de ângulo, tendo como zero grau a fita refletora, rodamos o medidor 45° no sentido de rotação do rotor para remover 1.69 g ou rodamos 225° no sentido de rotação do rotor para adicionar 1.69 g.



Figura 109 - Medidor de ângulo

Para o efeito de teste, adicionou-se uma massa de correção removível de 1.69 *g* na fase de 225° no sentido contrário ao sentido de rotação e tendo como referência a fita reflectora.



Figura 110 - Massa de correção fixada - Arsenal do Alfeite

Quando se faz uma equilibragem por adição de massa a Arsenal do Alfeite utiliza dois tipos de massas; as massas removíveis (mais usadas como massa de teste) e as massas permanentes (mais usadas como massa de correção).



Figura 111 - a) Massa permanente, b) Massa removível

Depois de se adicionar a massa de correção, fez-se mais uma corrida para se verificar se a excentricidade reduziu para um valor aceitável, ou seja, se a excentricidade atual é inferior à excentricidade máxima permitida para aquele rotor segundo a ISO 1940/1.



Figura 112 - Excentricidade após a equilibragem - Arsenal do Alfeite

Depois do processo de equilibragem, o rotor apresentava uma excentricidade de  $6.21 \mu\text{m}$ , o que corresponde à uma redução de 75% do desequilíbrio original.

## 7. Conclusão

O presente trabalho prendeu-se no estudo de técnicas de equilibragem no local, logo, possíveis de se aplicar a bordo das Unidades Navais da Marinha Portuguesa. Isto para se evitar que o navio fique dependente de uma manutenção de terceiro escalão no caso de ser necessário uma equilibragem.

As manutenções e reparações em terceiro escalão podem demorar semanas ou até mesmo meses e isso pode colocar em causa a capacidade operacional do navio no cumprimento de missões lhes são atribuídas. Por esta razão, o presente trabalho teve como objetivo o estudo dessas técnicas para que o pessoal das secções do serviço de mecânica esteja apto para efetuar equilibragem nos equipamentos onde podemos ter acesso ao rotor utilizando os *analysers* da Marinha Portuguesa.

As técnicas de equilibragem estudadas podem ser efetuadas com o navio atracado ou a navegar em boas condições de mar.

Com a aplicação de uma das técnicas de equilibragem num plano, na instalação de eletricidade da Arsenal do Alfeite, foi possível perceber que a equilibragem no local, com a máquina a funcionar a velocidade operacional e dependendo da máquina pode, não ser uma tarefa fácil porque algumas máquinas podem estar montadas em zonas do navio de difícil acesso para o operador.

Concluiu-se também que a equilibragem no local é recomendável que se faça em máquinas com rotores considerados rígidos, isto é, a rodarem abaixo de 50% da primeira frequência natural flexível, devido à elevada complexidade da equilibragem das máquinas com rotores flexíveis. As técnicas estudadas no presente trabalho são aplicáveis nos rotores rígidos.

Para testar e verificar as técnicas apresentadas, utilizou-se modelos construídos em *WorkingModel*, *SolidWorks* e num motor elétrico em laboratório, com os cálculos de fase e amplitude de vibração efetuados no *MathCad*. O programa feito em *MathCad* pode ser adaptado para um programa compatível com os *analysers* disponíveis no GAV para se calcular a massa de correção e a sua localização utilizando os *analysers* do GAV

para a equilibragem a bordo dos navios, ou então, o GAV poderá adquirir para os seus *analysers* o módulo de software de equilibragem que o fabricante aconselha.

## Referências bibliográficas

- Alfeite S.A, A. do. (2016). Arsenal do Alfeite – Estaleiro de Construção, Reparação e Manutenção Naval, Engenharia e Manutenção Industrial. Retrieved June 4, 2020, from <http://www.arsenal-alfeite.pt/index.php?id=161>
- American Bureau of Shipping, A. (2018). *GUIDANCE NOTES ON SHIP VIBRATION*.
- Barrett, L. E., Li, D. E., & Gunter, E. J. (1978). Second Mode Balancing without Phase Measurement Using the Three Point Method. In E. J. Gunter (Ed.), *In Select Papers on Field Balancing of Rotating Machinery Advanced Theory and Techniques*. Charlottesville, VA.
- Crawford, A. R. (1992). *The Simplified Handbook Of Vibration Analysis* (1st ed.). Knoxville: Computational Systems, Incorporated.
- DNV-GL. (2019). *RULES FOR CLASSIFICATION Ships Part 6 Additional class notations Chapter 2 Propulsion , power generation and auxiliary systems*. (July).
- Ford, G. (2001). Field Dynamic Balancing Using Portable Instruments. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 53). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Gunter, E. J., Springer, H., & Humphris, R. R. (1982). Balancing of Multimass Flexible Rotor Bearing System without Phase Measurements. In MA (Ed.), *In Eleventh Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise*. Boston.
- Hopkirk, K. R. (1932). Problèmes Se Rattachant à L'Équilibrage Mécanique Des Machine Électriques. *Comptes Rendus Du Congrès International D'Électricité*, 403–428. Paris.
- Hopkirk, K. R. (1940). Notes on Methods of Balancing. *The Engineer*, 170, 38–39.
- IRD. (2006a). *Model 246 Portable Balancing Instrument* (No. 40209). Retrieved from <http://www.irdbalancing.com/assets/model-246-brochure.pdf>
- IRD. (2006b). *Model 290 Balancing Instrument* (No. E51207). Retrieved from <http://host.advancesiam.com/pdf/54.pdf>
- IRD. (2015a). *B Series - B200F* (No. E51275). Retrieved from

- <http://www.irdbalancing.com/assets/e51275-rev-7---b200f-balancing-machine.pdf>
- IRD. (2015b). *B5 - B20 Balancing Machines Balance with Precision* (No. 40209). Retrieved from <http://www.irdbalancing.com/assets/b5-b20-brochure.pdf>
- IRD. (2020). Dynamic Balancing Machines, Soft-Bearing vs. Hard-Bearing. Retrieved June 4, 2020, from IRD website: <http://www.irdbalancing.com/phone/dynamic-balancing-machines%2C-soft-bearing-vs.-hard-bearing.html>
- Karelitz, G. B. (1928). Field balancing rotors at operating speed. *Power* 67 (7), 286–289.
- Kelm, R. D. (2008). Advanced Field Balancing. *Vibration Institute Annual Training Seminar*.
- Khulief, Y. A., Mohiuddin, M. A., & El-Gebeily, M. (2014). A New Method for Field Balancing of High Speed Flexible Rotor without Trial Weights. *International Journal of Rotating Machinery*, 1–12.
- Manni, I. G. (1999). *Balancing Theory and Applications*. Mandello del Lario.
- MIL-STD-167-1A. (2005a). *Test Method Standard Mechanical Vibrations of ( Type I – Environmental and Type II – Internally Excited )*. 1(November).
- MIL-STD-167-1A, D. O. D. (EUA). (2005b). *Test Method Standard Mechanical Vibrations of shipboard Equipment*.
- MoU, P. (2020). Recognize Organization performance table. Retrieved June 17, 2020, from [https://www.parismou.org/inspections-risk/ship-risk-profile/ros-meeting-low-risk-criteria?fbclid=IwAR1Pcx1\\_PxXaCZBWex5h-7FjrFK4zoN8UjCg1KdfFjfNu82ojlhuHItXHNo](https://www.parismou.org/inspections-risk/ship-risk-profile/ros-meeting-low-risk-criteria?fbclid=IwAR1Pcx1_PxXaCZBWex5h-7FjrFK4zoN8UjCg1KdfFjfNu82ojlhuHItXHNo)
- Norfield, D. (2006). Practical Balancing of Rotating Machinery. In *Practical Balancing of Rotating Machinery* (First edit). <https://doi.org/10.1016/b978-1-85617-465-7.x5000-1>
- Ramos, B. F. P. (2019). Sistema Low Cost para Análise de Vibrações a Bordo de Navios de Guerra Projeto e Desenvolvimento de uma Aplicação para Smartphone com



Sistema Android. *Dissertação de Mestrado*.

Rao, S. S. (2000). *Mechanical Vibration* (2ª). Purdue University.

Ribary, F. (1936). The balancing of Masses in Rotating Bodies. *Brown Boveri, Review* 23, 186–192.

Roque, A. A. (2002). *Equilibragem Dinâmica no Local . Dos Conceitos à Prática*.

Sampaio, C. (2013). *Tecnologias correctivas*. Lisboa.

Sampaio, C. (2016). *Gestão da Manutenção CONTROLO DE CONDIÇÃO*. Lisboa.

Somervaille, I. J. (1954). Balancing a Rotating Disc, Sample Graphical Construction. *Engineering*, 177, 241–242.

Standard, I. (1995). *Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*. 995.

Standard, I. (2003). *Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state. Second edi*.

Vibro, B. & K. (2018). Brüel & Kjær Vibro. *JLTA Journal*, 21(0), 0.  
[https://doi.org/10.20622/jltajournal.21.0\\_0](https://doi.org/10.20622/jltajournal.21.0_0)



## 8. Anexos

### 8.1. Anexo A – Graus de equilíbragem para diferentes rotores (ISO 1940/1)

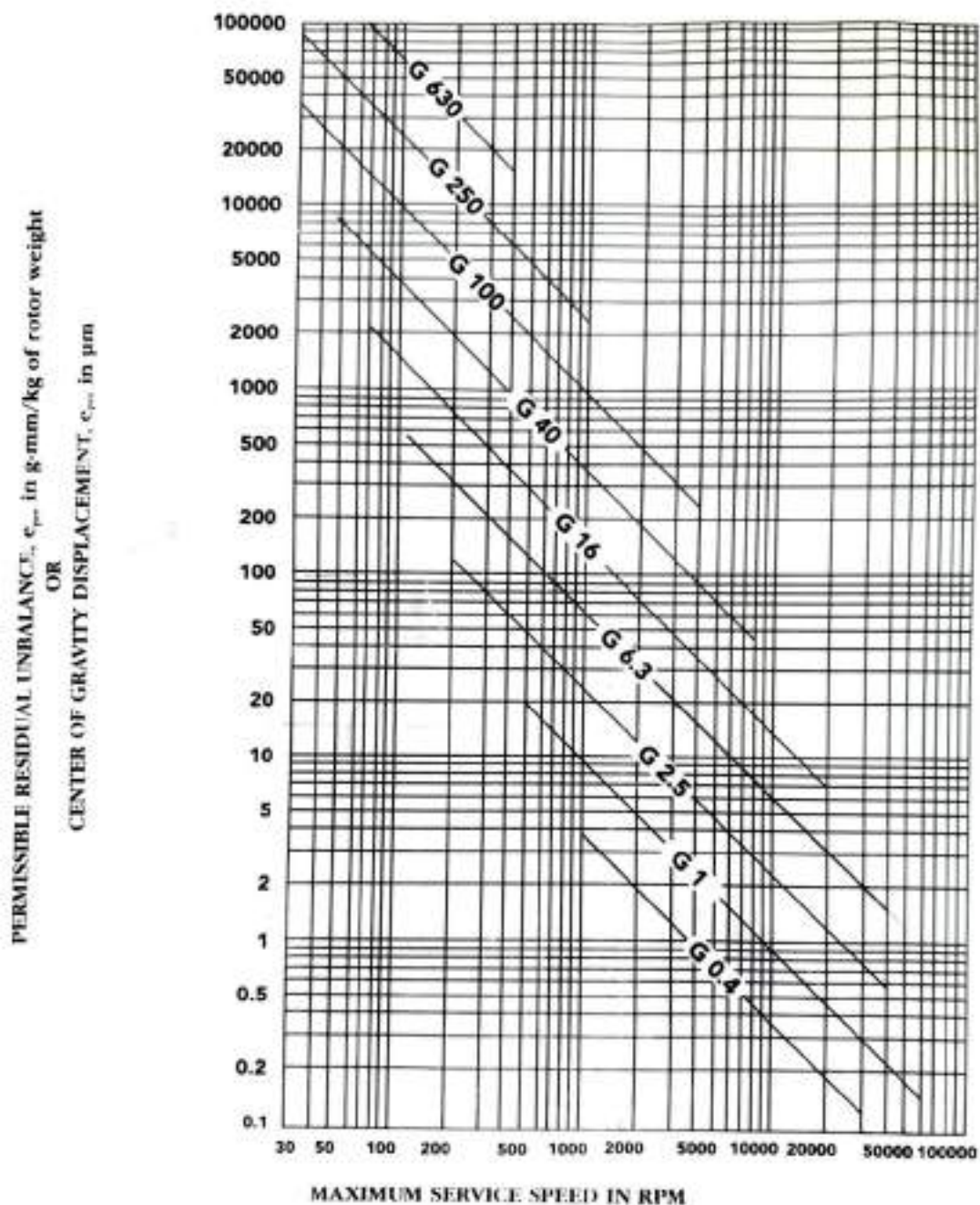
Table 1 Balance quality grades for various groups of representative rigid rotors  
(From ISO 1940/1)

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ( $m \times r \times \omega$ ) <sup>1)</sup> in mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives <sup>2)</sup> of rigidly mounted slow marine diesel engines with greater number of cylinders <sup>3)</sup>
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines <sup>4)</sup>
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders <sup>5)</sup> Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives <sup>6)</sup>
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines with six or more cylinders <sup>4)</sup> Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements
G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

- 1)  $\omega = 2\pi n/60$  in  $\text{rad/s}$ , if  $n$  is measured in revolutions per minute and  $\omega$  in radians per second.  
2) For allocating the permissible residual unbalance to correction planes, refer to "Allocation of  $U_r$  to correction planes".  
3) A crankshaft/drive is an assembly which includes a crankshaft, flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc.  
4) For the purposes of this part of ISO 1940/1, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s, fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.  
5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft/drive described in note 3 above.

## 8.2. Anexo B – Desequilibrio residual máximo permisible (ISO 1940/1)

Figure 3-B Maximum permissible residual unbalance,  $e_{pr}$   
(From ISO 1940/1)



### 8.3. Anexo C – Relatório de medição de vibrações (Arsenal do Alfeite S.A)

 <b>ARSENAL DO ALFEITE</b> LABORATÓRIO DE VIBRAÇÕES RUÍDO E EXTENSOMETRIA	<b>RELATÓRIO DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES</b>	 IPAC acreditação L8116 Ensaios
Cliente: DEE – Arsenal do Alfeite Endereço: Alfeite – 2810-001 Almada Referência do Cliente:		Obra n.º: P647 A345 OE490
Designação: Boatfan (S384 4613 0200). Local de execução: DEE – Arsenal do Alfeite		
<b>Esquema:</b>  	<b>Ficha Técnica:</b>  N.º Série: 950 3011 169 Potência: 2,8 / 3,0 kW Rotações: 2400 / 2480 rpm	
<b>Condições De Funcionamento:</b>  Regimes: 2 Carga:		
<b>CrITÉrio de aceitação:</b> <b>Procedimento / Norma de ensaio:</b> ISO 10816-1:1995		
<b>Tipo de acção:</b> <input type="checkbox"/> Recepção de equipamento <input checked="" type="checkbox"/> Depois da reparação		
<b>Instrumento de medição:</b> SKF - Microlog Analyser AX		<b>Série:</b> 100434
<b>Tipo de Sensor:</b> CMSS2200	<b>N.º Identificação:</b> P044002/P036007	<b>Incerteza:</b>
<b>Causas prováveis de vibração:</b>		
<input type="checkbox"/> Desequilíbrio <input type="checkbox"/> Desalinhamento <input type="checkbox"/> Flexão do veio	<input type="checkbox"/> Desaperto Mecânico <input type="checkbox"/> Fixe/Apoios <input type="checkbox"/> Rolamentos	<input type="checkbox"/> Transmissão <input type="checkbox"/> Ressonância <input type="checkbox"/> Turbul. aero/hidráulica <input type="checkbox"/> Forças alternativas <input type="checkbox"/> Engrenagens <input type="checkbox"/> Folgas <input type="checkbox"/> Vibrações induzidas p/MPP
<b>Conclusões:</b> Não foram emitidas conclusões, pelo facto de ainda não estar definido o critério de aceitação a aplicar.		
<b>Observações:</b>		
Nota: Os resultados do ensaio referem-se exclusivamente aos itens ensaiados		
DATA DE RECEPÇÃO:	EXECUTADO POR:	RESPONSÁVEL TÉCNICO DO LABORATÓRIO:
EM: 2014-03-28	 EM: 2014-03-28	Mária Peixe EM: 2014-03-28
EMITIDO POR VIA ELECTRÓNICA		
PROIBIDA A REPRODUÇÃO PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO DO LABORATÓRIO.		
Arsenal do Alfeite S.A. Serviço de Laboratórios e de Controlo da Qualidade (SLQ) Laboratório de Vibrações, Ruído e Extensometria (LVRE) Alfeite, 2810-001 Almada – Portugal TEL/FAX: 21090808 EXT: 2440	Página 1 de 1	Mod. LVRE_RL rev. 2 Formado 01

## Relatório das Últimas Medições

Fonte: S384 46130200 - 0

2014-02-28 15:30:27

S384 46130200 - 0

### Última medição

Nome do PONTO	Data/hora	Último valor	Valor anterior	Unidades	% alteração	Status de alarme
ALT-B V	2014-02-28 15:22:55	0,685	0,151	mm/s	352	---
ALT-B H Em	2014-02-28 15:22:23	0,177	0,591	gE	-69,8	---
ALT-B H	2014-02-28 15:22:20	0,810	0,143	mm/s	342	---
ALT-B A	2014-02-28 15:22:07	0,531	0,103	mm/s	407	---
ALT-A V	2014-02-28 15:21:47	0,849	0,196	mm/s	357	---
ALT-A H Em	2014-02-28 15:21:22	0,521	0,511	gE	-3,52	---
ALT-A H	2014-02-28 15:21:18	0,974	0,173	mm/s	463	---
ALT-A A	2014-02-28 15:21:01	0,580	0,140	mm/s	313	---
RPM	2014-02-28 15:20:45	2437,910	2399,976	RPM	0,331	---

## Relatório das Últimas Medições

Fonte: S384 46130200 - 1

2014-02-28 15:31:39

S384 46130200 - 1

### Última medição

Nome do PONTO	Data/hora	Último valor	Valor anterior	Unidades	% alteração	Status de alarme
ALT-B V	2014-02-28 15:18:09	0,530	0,118	mm/s	349	---
ALT-B H Em	2014-02-28 15:18:36	0,413	0,446	gE	-7,49	---
ALT-B H	2014-02-28 15:18:33	0,868	0,147	mm/s	489	---
ALT-B A	2014-02-28 15:18:16	0,408	0,127	mm/s	219	---
ALT-A V	2014-02-28 15:17:52	0,854	0,172	mm/s	396	---
ALT-A H Em	2014-02-28 15:17:39	0,499	0,566	gE	-11,8	---
ALT-A H	2014-02-28 15:17:36	0,753	0,143	mm/s	425	---
ALT-A A	2014-02-28 15:17:22	0,606	0,137	mm/s	342	---
RPM	2014-02-28 15:17:00	2481,918	2479,934	RPM	0,08	---

Nota: Os resultados do ensaio referem-se exclusivamente aos itens ensaiados

DATA DE RECEÇÃO:

EXECUTADO POR:

RESPONSÁVEL TÉCNICO DO LABORATÓRIO:



EM: 2014-02-28

EM: 2014-02-28

Mário Peixe

EM: 2014-03-05

EMITIDO POR VIA ELECTRÓNICA

Arsenal do Alfeite S.A.  
Serviço de Laboratórios e de Controlo de Qualidade (SLCQ)  
Laboratório de Vibração Ruidos e Extensimetria (LVRE)  
Alfeite, 2819-001 Alentejo - Portugal  
TEL/FAX: 21995888 EXT: 3440

PROIBIDA A REPRODUÇÃO PARCIAL SEM AUTORIZAÇÃO  
DO LABORATÓRIO.

Página 2 de 2

Mod. LVRE\_01 rev. 1  
Emissão: 04

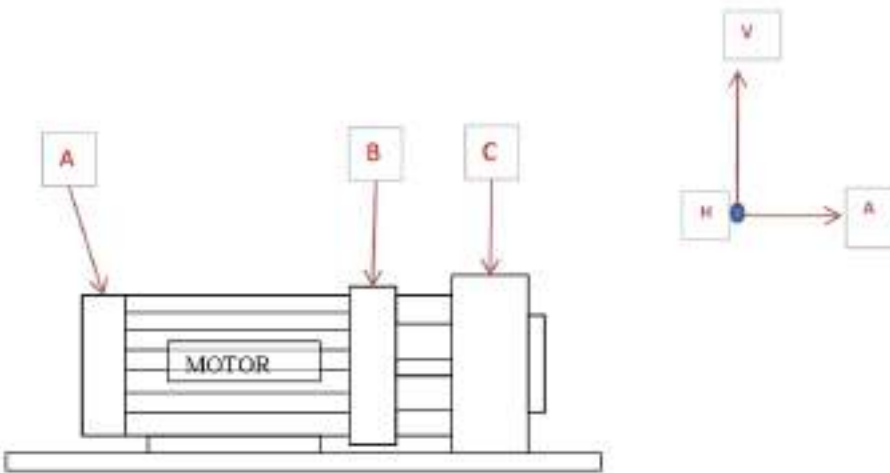


#### 8.4. Anexo D – Fixa técnica de avaliação de condição (GAV)

Ficha Técnica de Avaliação de Condição (FITAC)			
Vibrações			
Equipamento	Bomba de água refrigerada AC AR		
Nr Funcional	514112		
Nr série	584398		
Potência	24 kW		
Rotação	3540 RPM		
Referência dos rolamentos			

Critérios de aceitação			
Referências	Norma ISO 10816-1, classe II		
Ponto	Alerta	Alarme	
A - Axial	2,8	7,1	mm/s
A - Vertical	2,8	7,1	mm/s
A - Horizontal	2,8	7,1	mm/s
A - Horizontal Env	acompanhamento de tendência		
B - Axial	2,8	7,1	mm/s
B - Vertical	2,8	7,1	mm/s
B - Horizontal	2,8	7,1	mm/s
B - Horizontal Env	acompanhamento de tendência		
C - Axial	2,8	7,1	mm/s
C - Vertical	2,8	7,1	mm/s
C - Horizontal	2,8	7,1	mm/s
C - Horizontal Env	acompanhamento de tendência		

O diagrama ilustra a configuração da bomba e os pontos de medição de vibração. A bomba é montada sobre um suporte, com o motor centralizado. Os pontos A, B e C são indicados por setas vermelhas: A aponta para o eixo, B para o rolamento e C para o suporte. À direita, um diagrama de coordenadas mostra os eixos de medição: V (vertical), H (horizontal) e A (axial).

## 8.5. Anexo E – RO performance list 2019, valid period: 07-2020 / 06-2021

### PORT STATE CONTROL

RECOGNIZED ORGANIZATION PERFORMANCE TABLE 2017-2019

Recognized Organization	RO abbrev	Inspections	Detentions	Low/medium limit	Medium / high limit	Excess Factor	Performance level
American Bureau of Shipping	ABS	6,254	3	144	106	-1.93	High
DNV GL AS	DNVGL	19,094	16	414	350	-1.90	
Lloyd's Register	LR	12,446	14	275	223	-1.86	
Nippon Kaiji Kyokai	NKK	8,507	17	192	148	-1.75	
Bureau Veritas	BV	11,464	26	254	204	-1.71	
RINA Services S.p.A.	RINA	4,865	11	114	81	-1.69	
Russian Maritime Register of Shipping	RMRB	2,785	6	68	43	-1.66	
Korean Register of Shipping	KRS	1,335	2	36	18	-1.66	
China Classification Society	CCS	890	1	25	10	-1.63	
Turkish Lloyd	TL	434	0	14	3	-1.46	
Polak Register Stokow (Polish Register of Shipping)	PRS	582	4	18	6	-0.38	Medium
Phoenix Register of Shipping	PHRS	585	6	18	6	0.03	
Panama Maritime Documentation Services	PMDS	151	0	6	0	0.05	
Croatian Register of Shipping	CRS	163	1	7	0	0.17	
National Shipping Adjuster Inc.	NASHA	231	4	9	1	0.42	
Desmon Bureau of Shipping	DBS	616	12	19	6	0.47	
Indian Register of Shipping	IRS	184	4	7	0	0.54	
Isthmus Bureau of Shipping, S.A.	IBS	122	3	5	0	0.59	
Intermarine Certification Services, ICS Class	ICS	192	5	8	0	0.66	
Macosmar Corporation	MC	136	4	6	0	0.70	
Oveas Marine Certification Services	OMCS	129	4	6	0	0.73	Low
United Registration and Classification of Services	URACOS	86	3	4	0	0.74	
Maritime Bureau of Shipping	MBS	70	3	4	0	0.83	
International Naval Surveys Bureau	INSB	620	17	19	6	0.87	
Bulgarian Register of Shipping	BRS	240	8	9	1	0.89	
Maritime Lloyd - Georgia	ML	154	7	6	0	1.26	
Mediterranean Shipping Register	MSR	176	8	7	0	1.38	
Veritas Register of Shipping Ltd	VRS	107	6	5	0	1.61	
Shipping Register of Ukraine	SRLU	421	18	14	3	1.83	
Other		447	19	14	4	1.85	Very Low
International Register of Shipping	IS	208	13	8	0	2.81	
Panama Shipping Registrar Inc.	PSR	101	8	5	0	3.16	

In this table only Recognized Organizations that had 60 or more inspections in a 3-year period are taken into account. The formula is identical to the one used for the White, Grey and Black list. However, the values for P and Q are adjusted to P=0.02 and Q=0.01.

Performance of recognized organizations is measured over a 3-year rolling period.



## 9. Apêndices

### 9.1. Apêndice A – Programa em *MathCad* para o cálculo da massa de correção e a sua fase do modelo em *WorkingModel*

Mathcad - [calculos.xmcd]

File Edit View Insert Format Tools Symbolics Window Help

Normal Arial 12 B I U

My Site Go

Untitled2.dta

	0	1	2
0	"Untitled2.xmcd"	0	0
1	"18:39:47 5/21/2020"	0	0
2	"Position of Point 19"	0	0
3	"a"	"afe0"	"vel0"
4	0	0	0
5	$1 \cdot 10^{-3}$	0.1	$6.622 \cdot 10^{-4}$
6	$2 \cdot 10^{-3}$	0	$1 \cdot 10^{-3}$
7	$3 \cdot 10^{-3}$	0	$2 \cdot 10^{-3}$
8	$4 \cdot 10^{-3}$	0	$3 \cdot 10^{-3}$
9	$5 \cdot 10^{-3}$	0	$3 \cdot 10^{-3}$
10	$6 \cdot 10^{-3}$	0	$4 \cdot 10^{-3}$
11	$7 \cdot 10^{-3}$	0	$4 \cdot 10^{-3}$
12	$8 \cdot 10^{-3}$	0	$4 \cdot 10^{-3}$
13	$9 \cdot 10^{-3}$	0	$5 \cdot 10^{-3}$
14	0.01	0	$5 \cdot 10^{-3}$
15	0.011	0	...

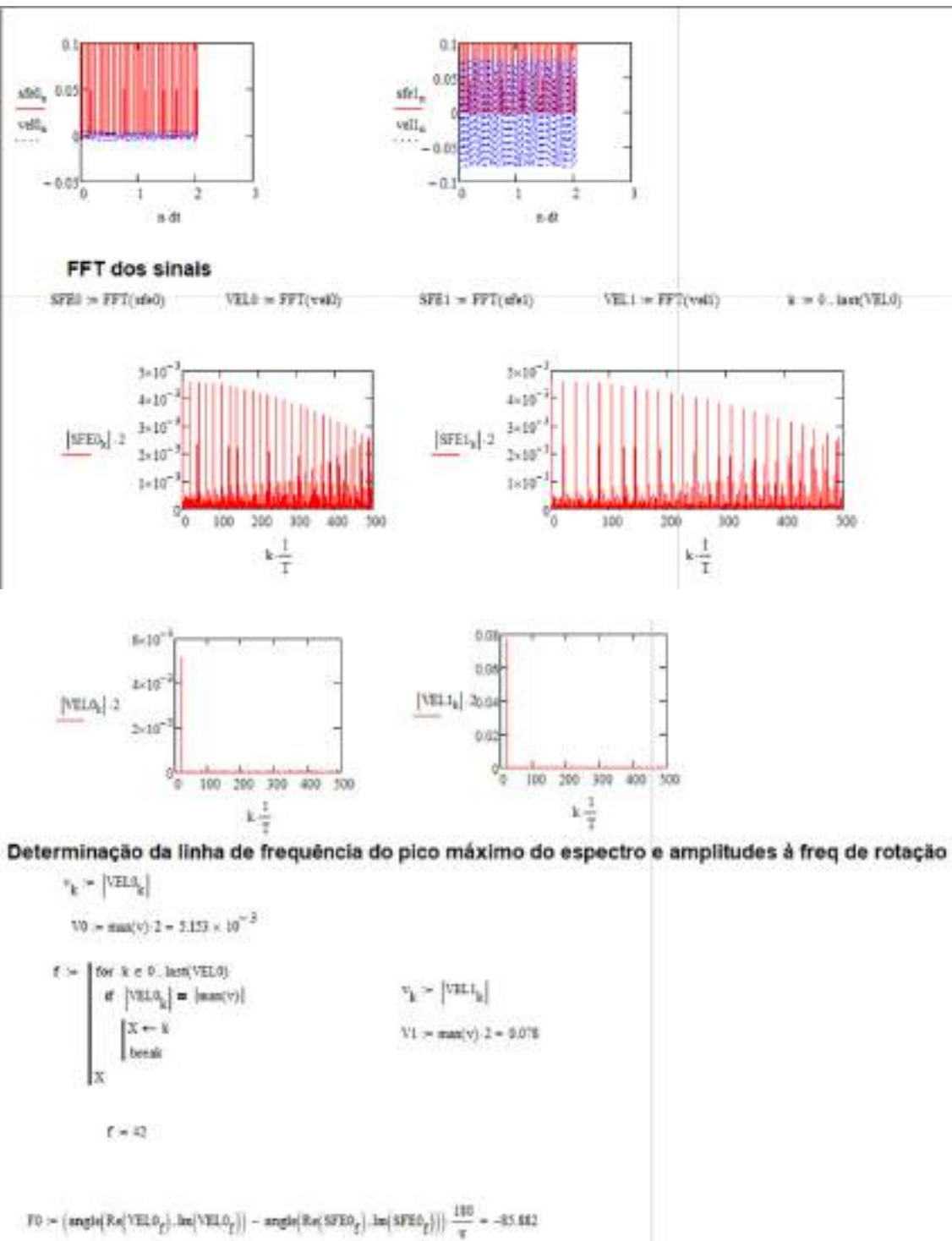
$N := \text{last}(a) + 1$   $N := 1048$

$n := 0..N - 1$   $dt := s_{2,0} = 1 \cdot 10^{-3}$   $T_s := N \cdot dt = 2.048$   $f_s := \frac{1}{dt} = 1 \cdot 10^3$

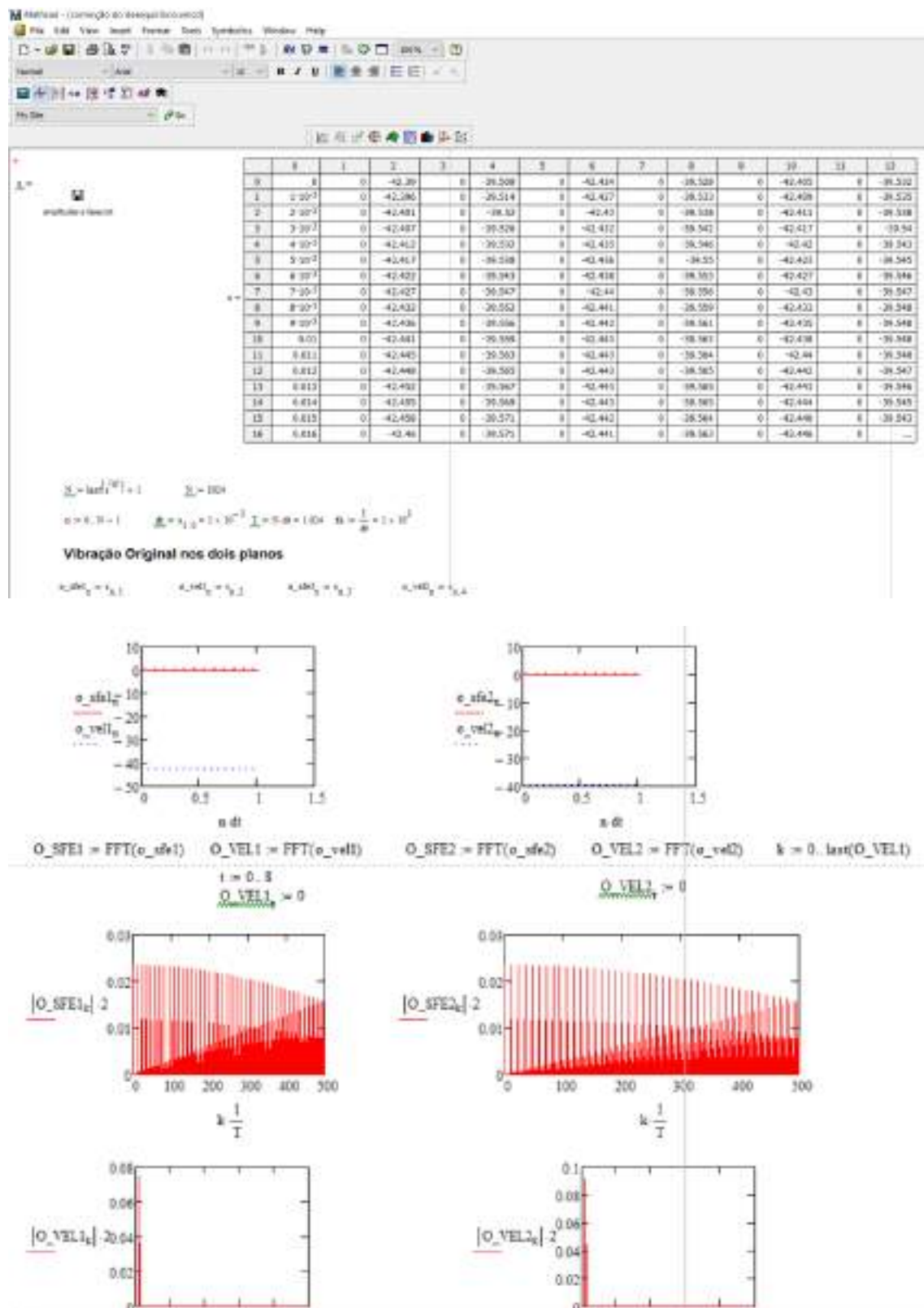
$afe0_n = a_{n+1004,1}$   $vel0_n = a_{n+1004,2}$   $afe1_n = a_{n+1004,5}$   $vel1_n = a_{n+1004,7}$

**Sinal no tempo da vibração e do sensor de fase da máquina com e sem a massa de correção**

Press F1 for help.

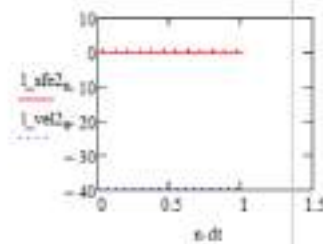
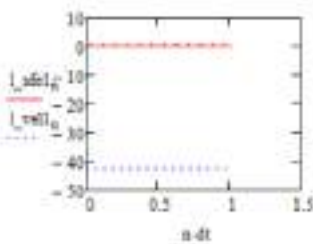






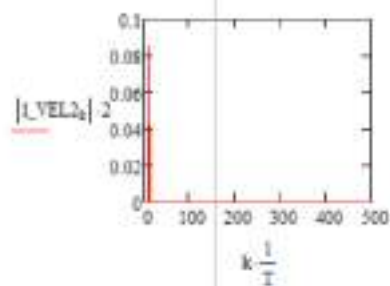
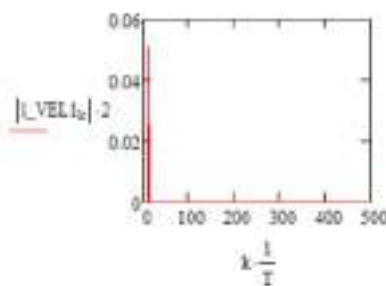
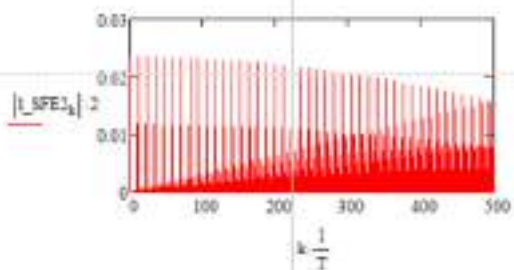
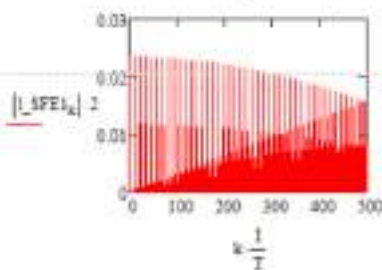
### Vibração nos dois planos com a massa de teste no plano 1

$$l\_sfe1_n := s_{n,5} \quad l\_vel1_n := s_{n,6} \quad l\_sfe2_n := s_{n,7} \quad l\_vel2_n := s_{n,8}$$



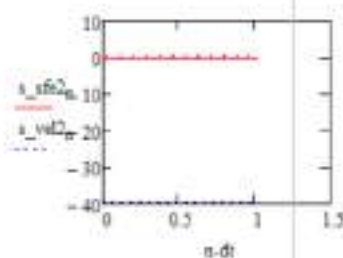
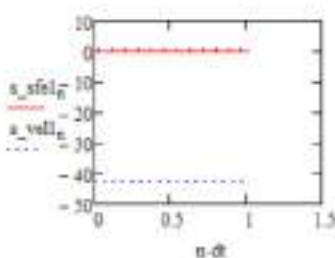
$$l\_SFE1 := FFT(l\_sfe1) \quad l\_VEL1 := FFT(l\_vel1) \quad l\_SFE2 := FFT(l\_sfe2) \quad l\_VEL2 := FFT(l\_vel2) \quad k := 0..last(l\_VEL1)$$

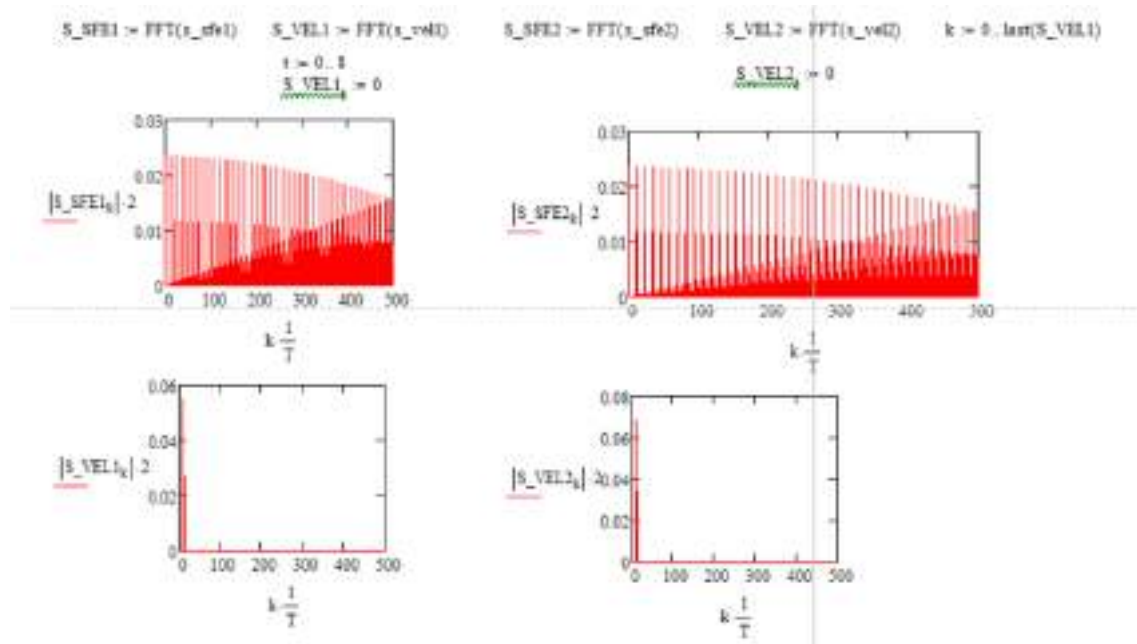
$$t := 0..8 \quad l\_VEL1_k := 0 \quad l\_VEL2_k := 0$$



### Vibração nos dois planos com a massa de teste no plano 2

$$s\_sfe1_n := s_{n,9} \quad s\_vel1_n := s_{n,10} \quad s\_sfe2_n := s_{n,11} \quad s\_vel2_n := s_{n,12}$$





$v_k = [0, VEL_k]$      $a = \sin(\pi) \cdot 1 + 0.01$      $v_k = [0, VEL_k]$      $v_k = [0, VEL_k]$      $v_k = [0, VEL_k]$      $v_k = [0, VEL_k]$   
 $f = \begin{cases} \text{for } k = 1..last(VEL1) \\ \text{if } [0, VEL1_k] \neq \text{empty} \\ \quad S \leftarrow k \\ \quad \text{break} \\ \text{end} \end{cases}$      $f = 12$      $S = \sin(\pi) \cdot 1 + 0.01$      $S_1 = \sin(\pi) \cdot 1 + 0.01$      $S_2 = \sin(\pi) \cdot 1 + 0.01$      $S_3 = \sin(\pi) \cdot 1 + 0.01$      $S_4 = \sin(\pi) \cdot 1 + 0.01$

**Amplitude e Fase da vibração original nos dois apoios**

$$OR1 = (\sin(\pi) \cdot 1 + 0.01) \cdot \sin(0, VEL1_k) - \sin(\pi) \cdot 1 + 0.01 \cdot \sin(0, SFE1_k) \cdot \frac{100}{\pi} = -10.18$$

$$OR2 = (\sin(\pi) \cdot 1 + 0.01) \cdot \sin(0, VEL2_k) - \sin(\pi) \cdot 1 + 0.01 \cdot \sin(0, SFE2_k) \cdot \frac{100}{\pi} = -10.18$$

$$a = 0.01 \quad b = 0.01$$

$$\frac{1}{\sqrt{a^2 + b^2}} \cdot \frac{a}{100}$$

$$\frac{1}{\sqrt{a^2 + b^2}} \cdot \frac{b}{100}$$

**Massa de teste de 12 g à 30 graus, plano 1**

$$\frac{1}{\sqrt{a^2 + b^2}} \cdot \frac{a}{100}$$



### Amplitude e fase da vibração nos dois apoios com a massa de teste adicionada

$$IF1 := \left( \text{angle}(\text{Re}(1\_VEL1_f), \text{Im}(1\_VEL1_f)) - \text{angle}(\text{Re}(1\_SFE1_f), \text{Im}(1\_SFE1_f)) \right) \cdot \frac{180}{\pi} = -92.903$$

$$IF2 := \left( \text{angle}(\text{Re}(1\_VEL2_f), \text{Im}(1\_VEL2_f)) - \text{angle}(\text{Re}(1\_SFE2_f), \text{Im}(1\_SFE2_f)) \right) \cdot \frac{180}{\pi} = -97.966$$

$$c = 0.051$$

$$d = 0.085$$

$$V1a := c \cdot e^{j \cdot IF1 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

$$V1b := d \cdot e^{j \cdot IF2 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

### Efeito do desequilíbrio no plano j medido no apoio i (Aij)

$$Aae := \frac{V1a - Va}{m1}$$

$$Abe := \frac{V1b - Vb}{m1}$$

### Massa de teste de 12 g à 45 graus, plano 2

$$m2 := 12 \cdot e^{j \cdot 45 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

### Amplitude e fase da vibração nos dois apoios com a massa de teste adicionada

$$SF1 := \left( \text{angle}(\text{Re}(S\_VEL1_f), \text{Im}(S\_VEL1_f)) - \text{angle}(\text{Re}(S\_SFE1_f), \text{Im}(S\_SFE1_f)) \right) \cdot \frac{180}{\pi} = -118.293$$

$$SF2 := \left( \text{angle}(\text{Re}(S\_VEL2_f), \text{Im}(S\_VEL2_f)) - \text{angle}(\text{Re}(S\_SFE2_f), \text{Im}(S\_SFE2_f)) \right) \cdot \frac{180}{\pi} = -82.8$$

$$g = 0.055$$

$$h = 0.069$$

$$V2a := g \cdot e^{j \cdot 5F1 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

$$V2b := h \cdot e^{j \cdot 5F2 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

**Efeito do desequilíbrio no plano j medido no apoio i (Aij)**

$$Aad := \frac{V2a - Va}{m2}$$

$$Abd := \frac{V2b - Vb}{m2}$$

**Cálculo das massas de desequilíbrios e suas posições angular**

$$De := \frac{Abd \cdot Va - Aad \cdot Vb}{Aad \cdot Aae - Aae \cdot Abd}$$

$$Dd := \frac{Abe \cdot Va - Aae \cdot Vb}{Abe \cdot Aad - Aae \cdot Abd}$$

$$|De| = 9.928$$

$$|Dd| = 19.686$$

$$Fe := (\text{angle}(\text{Re}(De), \text{Im}(De))) \cdot \frac{180}{\pi} = 225.831$$

$$Fd := (\text{angle}(\text{Re}(Dd), \text{Im}(Dd))) \cdot \frac{180}{\pi} = 284.271$$

**Massas de correcção e suas fases**

$$mc1 := -De$$

$$mc2 := -Dd$$

$$|mc1| = 9.928$$

$$|mc2| = 19.686$$

$$Fc1 := (\text{angle}(\text{Re}(mc1), \text{Im}(mc1))) \cdot \frac{180}{\pi} = 45.831$$

$$Fc2 := (\text{angle}(\text{Re}(mc2), \text{Im}(mc2))) \cdot \frac{180}{\pi} = 104.271$$

### 9.3. Apêndice C – Programa em MathCad do método de equilibragem em um plano aplicado em dois planos de correcção

#### 9.3.1. Equilibragem no apoio 2

ori\_tes.txt

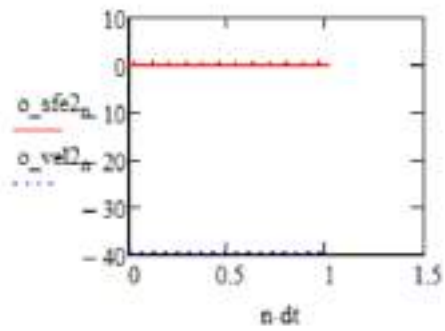
	0	1	2	3	4
0	0	0	-39.508	0	-39.508
1	1·10 <sup>-3</sup>	0	-39.514	0	-39.51
2	2·10 <sup>-3</sup>	0	-39.52	0	-39.513
3	3·10 <sup>-3</sup>	0	-39.526	0	-39.516
4	4·10 <sup>-3</sup>	0	-39.532	0	-39.519
5	5·10 <sup>-3</sup>	0	-39.538	0	-39.52
6	6·10 <sup>-3</sup>	0	-39.543	0	-39.522
7	7·10 <sup>-3</sup>	0	-39.547	0	-39.523
8	8·10 <sup>-3</sup>	0	-39.552	0	-39.524
9	9·10 <sup>-3</sup>	0	-39.556	0	-39.526
10	0.01	0	-39.559	0	-39.526
11	0.011	0	-39.563	0	-39.527
12	0.012	0	-39.565	0	-39.527
13	0.013	0	-39.567	0	-39.527
14	0.014	0	-39.569	0	-39.527
15	0.015	0	-39.571	0	-39.527
16	0.016	0	-39.571	0	...

$N = \text{size}(x^{(0)}) = 1$        $N = 1024$   
 $n = 0 \cdot N - 1$        $\Delta t = x_{1,0} = 1 \cdot 10^{-3}$        $\Delta t = N \cdot dt = 1.024$        $\tau_n = \frac{1}{dt} = 1 \cdot 10^3$



## Vibração Original no plano 2

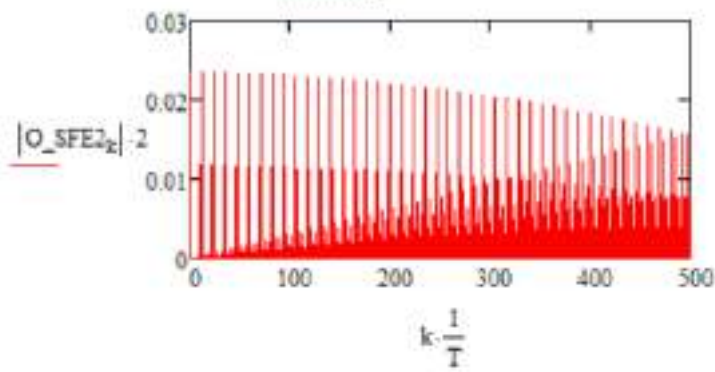
$$o\_sfe2_n := s_{n,1} \quad o\_vel2_n := s_{n,2}$$

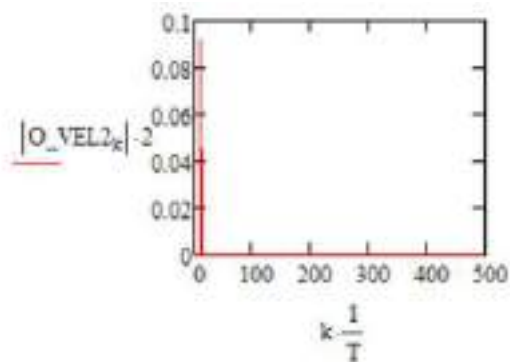


$$O\_SFE2 := \text{FFT}(o\_sfe2) \quad O\_VEL2 := \text{FFT}(o\_vel2) \quad k := 0.. \text{last}(O\_VEL2)$$

$$t := 0..8$$

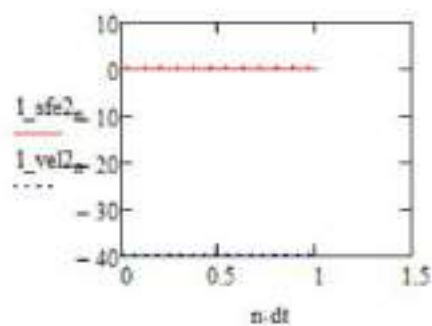
$$O\_VEL2 := 0$$





### Vibração no apoio 2 com massa de teste no plano 2

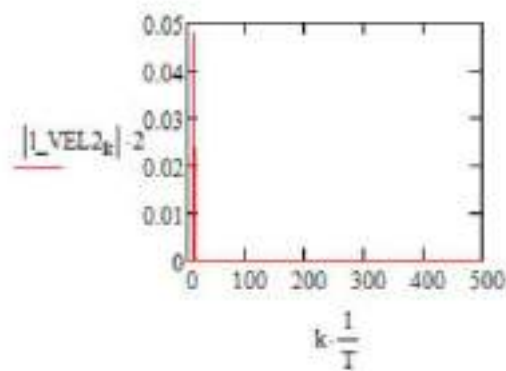
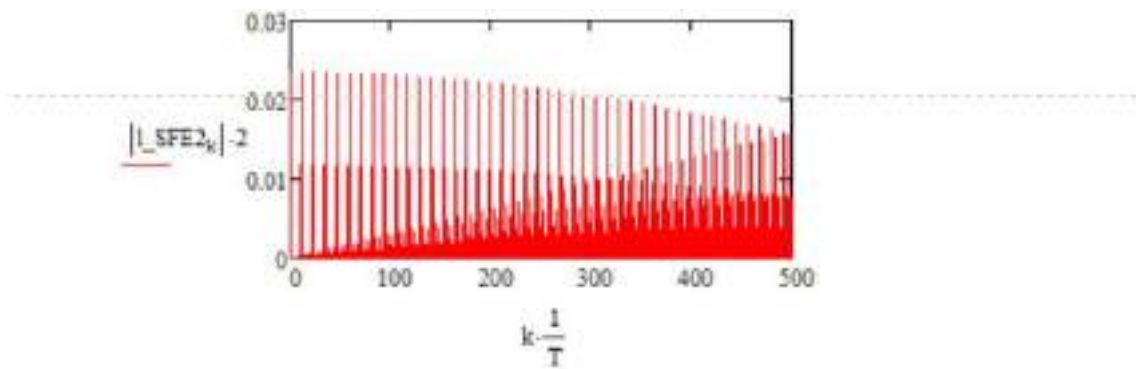
$$l\_sfe2_n = s_{n,3} \quad l\_vel2_n = s_{n,4}$$



$$l\_SFE2 = \text{FFT}(l\_sfe2) \quad l\_VEL2 = \text{FFT}(l\_vel2) \quad k = 0.. \text{last}(l\_VEL2)$$

$$t = 0..8$$

$$l\_VEL2 = 0$$



$$q_k := |O\_VEL2_k|$$

$$b := \max(q) \cdot 2 = 0.092$$

$$r_k := |l\_VEL2_k|$$

$$d := \max(r) \cdot 2 = 0.048$$

```
f :=
| for k ∈ 0..last(O_VEL2)
|   if |O_VEL2_k| = |max(q)|
|     X ← k
|     break
| X
f = 12
```

### Amplitude e Fase da vibração original no apoio 2

$$OF2 := \left( \text{angle}\left(\text{Re}\left(O\_VEL2_f\right), \text{Im}\left(O\_VEL2_f\right)\right) - \text{angle}\left(\text{Re}\left(O\_SFE2_f\right), \text{Im}\left(O\_SFE2_f\right)\right) \right) \cdot \frac{180}{\pi} = -114.283$$

$$b = 0.092$$

$$Vb := b \cdot e^{j \cdot OF2 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

### Massa de teste de 12 g à 75 graus, plano 2

$$mt1 := 12 \cdot e^{j \cdot 75 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

### Amplitude e fase da vibração no apoio 2 com a massa de teste adicionada

$$IF2 := \left( \text{angle}\left(\text{Re}\left(I\_VEL2_f\right), \text{Im}\left(I\_VEL2_f\right)\right) - \text{angle}\left(\text{Re}\left(I\_SFE2_f\right), \text{Im}\left(I\_SFE2_f\right)\right) \right) \cdot \frac{180}{\pi} = -96.367$$

$$d = 0.048$$

$$V1b := d \cdot e^{j \cdot IF2 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

### Efeito da massa de teste e sua fase

$$Vt2 := V1b - Vb = 0.033 + 0.036i$$

$$|Vt2| = 0.049$$

$$Ft2 := \text{arg}(Vt2) \cdot \frac{180}{\pi} = 48.176$$

### Massa de correcção e fase de correcção

$$md := |mt1| \cdot \frac{|Vb|}{|Vt2|} = 22.628$$

$$mc := md = 22.628$$

$$Fc := OF2 + 180 - Ft2 = 17.541$$

$$Ff := Ft2 + Fc = 65.717$$

### 9.3.2. Equilibragem no apoio 1

+

$s_n$



Ampli\_fase\_final.txt

$s =$

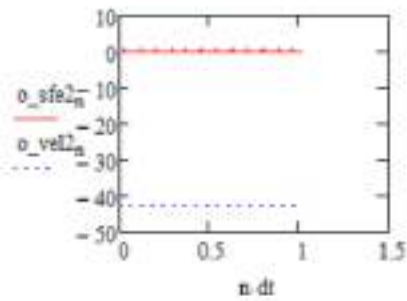
	0	1	2	3	4
0	0	0	-42.407	0	-42.436
1	$1 \cdot 10^{-3}$	0	-42.409	0	-42.437
2	$2 \cdot 10^{-3}$	0	-42.411	0	-42.438
3	$3 \cdot 10^{-3}$	0	-42.414	0	-42.439
4	$4 \cdot 10^{-3}$	0	-42.416	0	-42.439
5	$5 \cdot 10^{-3}$	0	-42.418	0	-42.439
6	$6 \cdot 10^{-3}$	0	-42.42	0	-42.439
7	$7 \cdot 10^{-3}$	0	-42.422	0	-42.439
8	$8 \cdot 10^{-3}$	0	-42.423	0	-42.438
9	$9 \cdot 10^{-3}$	0	-42.425	0	-42.437
10	0.01	0	-42.426	0	-42.436
11	0.011	0	-42.427	0	-42.435
12	0.012	0	-42.428	0	-42.433
13	0.013	0	-42.428	0	-42.431
14	0.014	0	-42.429	0	-42.429
15	0.015	0	-42.429	0	-42.427
16	0.016	0	-42.429	0	...

$$N_{\text{max}} := \text{last}(s^{(0)}) + 1 \quad N_{\text{max}} = 1024$$

$$n := 0..N - 1 \quad \frac{dt}{\text{max}} := s_{1,0} = 1 \times 10^{-3} \quad T := N \cdot dt = 1.024 \quad f_a := \frac{1}{dt} = 1 \times 10^3$$

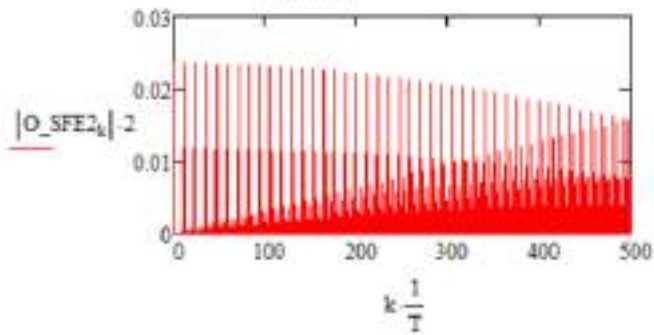
## Vibração Original no plano 1 após a equilibragem no plano 2

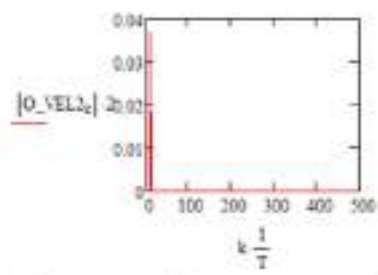
$$o\_sfe2_n := s_{n,1} \quad o\_vel2_n := s_{n,2}$$



$$O\_SFE2 := FFT(o\_sfe2) \quad O\_VEL2 := FFT(o\_vel2) \quad k := 0..last(O\_VEL2)$$

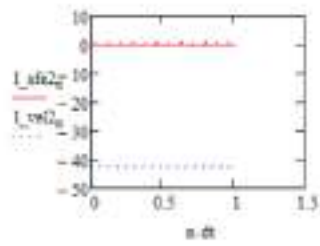
$$t := 0.8 \\ O\_VEL2 := 0$$





**Vibração no apoio 1 com massa de teste no plano 1 após equilibragem do plano 2**

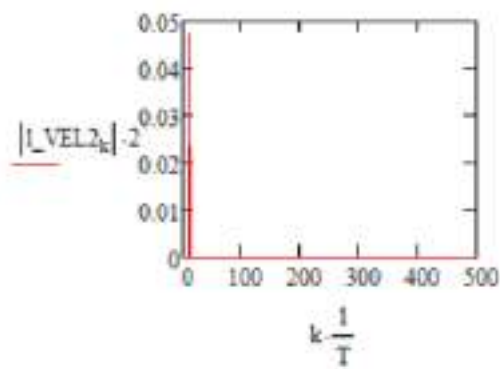
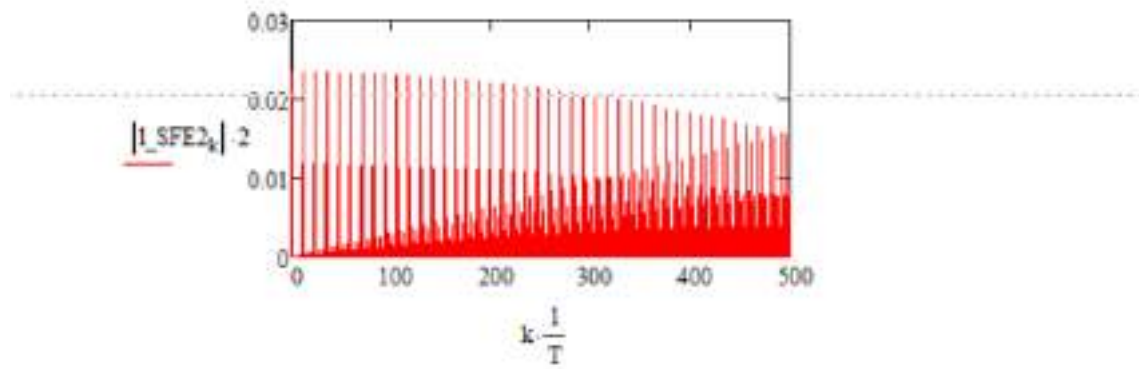
$$l\_sfe2_n = s_{n,3} \quad l\_vel2_n = s_{n,4}$$



$$l\_sfe2 = \text{FFT}(l\_sfe2) \quad l\_VEL2 = \text{FFT}(l\_vel2) \quad k = 0 : \text{last}(l\_VEL2)$$

$$t = 0 : 2$$

$$l\_VEL2 = 0$$



$$q_k := |O\_VEL2_k|$$

$$b := \max(q) \cdot 2 = 0.037$$

$$r_k := |l\_VEL2_k|$$

$$d := \max(r) \cdot 2 = 0.047$$

```
f :=
|
  for k ∈ 0..last(O_VEL2)
    if |O_VEL2_k| = |max(q)|
      X ← k
      break
|
X
```

f = 12



**Amplitude e Fase da vibração original no apoio 1 após equilibragem do plano 2**

$$OF2 := \left( \text{angle}(\text{Re}(D\_VEL2), \text{Im}(D\_VEL2)) - \text{angle}(\text{Re}(D\_SFE2), \text{Im}(D\_SFE2)) \right) \frac{180}{\pi} = -108.84$$

$$b = 0.037$$

$$Vb := b \cdot e^{j \cdot OF2 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

**Massa de teste de 8 g à 15 graus, plano 1 após equilibragem do plano 2**

$$mt1 = 8 \cdot e^{j \cdot 15 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

**Amplitude e fase da vibração no apoio 1 com a massa de teste adicionada - após equilibragem do plano 2**

$$SF2 := \left( \text{angle}(\text{Re}(V\_VEL2), \text{Im}(V\_VEL2)) - \text{angle}(\text{Re}(V\_SFE2), \text{Im}(V\_SFE2)) \right) \frac{180}{\pi} = -62.8$$

$$d = 0.047$$

$$V1b := d \cdot e^{j \cdot SF2 \cdot \frac{\pi}{180}}$$

**Efeito da massa de teste e sua fase**

$$Vt2 := V1b - Vb = 0.034 - 4.626i \times 10^{-3}$$

$$|Vt2| = 0.034$$

$$Ft2 := \text{arg}(Vt2) \cdot \frac{180}{\pi} = -31.627$$

## Massa de correcção e fase de correcção

$$md := |mt1| \cdot \frac{|Vb|}{|Vt2|} = 8.629$$

$$mc := md = 8.629$$

$$Fc := OF2 + 180 - Ft2 = 82.587$$

$$Ff := Ft2 + Fc = 70.96$$

#### 9.4. Apêndice D – Programa em LabView para equilibragem sem medição de fase

